

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh modulové řady nosníků jeřábové dráhy

Beam Modular System Design of Crane Girders

| | |
|--------------------------|-----------------------------|
| Student: | Bc. Tomáš Betlach |
| Vedoucí diplomové práce: | doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D. |

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|---|
| Student: | Bc. Tomáš Betlach |
| Studijní program: | N2301 Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství |
| Specializace: | 30 Zemní a stavební stroje |
| Téma: | Návrh modulové řady nosníků jeřábové dráhy Beam Modular System Design of Crane Girders |

Zásady pro vypracování:

Navrhněte profil nosníku jeřábové dráhy pro podpěrný mostový jeřáb, kolejnice a uložení nosníku pro příslušný modul jeřábové dráhy, kolový tlak a rozvor kol příčnicku daného typu jeřábu. Délky polí jeřábové dráhy volte dle nejběžnějších modulových vzdáleností sloupů výrobních hal. Statický posudek navržených profilů nosníků proveďte dle metody mezních stavů a dle platných ČSN. Profil nosníku volte s ohledem na jeho cenu. Výkresová dokumentace by měla být v rozsahu 2x A0 (popřípadě jejich ekvivalent). Práce by měla být v rozsahu min. 40 stran textu. Bližší specifikace provozních podmínek a parametrů určí zadavatel KRANTECHNIK s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

- JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
LEINVERT, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, Praha, 1999. ISBN 80-7183-164-6
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
REMTA, F. - KUPKA, L. - DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl*. Praha: Druhé vydání SNTL Praha 1974. 637 st.
ČSN 01 6910 *Úprava písemnosti psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

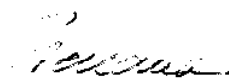
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

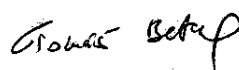


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 10.5.2010

.....


podpis studenta

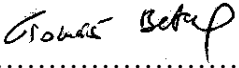
Prohlášení o využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 10.5.2010

Bc. Betlach Tomáš
Felberova 679/15
Svitavy
PSČ 568 02


.....
Podpis studenta

Anotace diplomové práce

BETLACH, T. *Návrh modulové řady nosníků jeřábové dráhy*. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování – 340, Fakulta strojní VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 76s. Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Cílem této diplomové práce je vytvoření postupu návrhu jeřábové dráhy. Dle zadání se v této práci jedná o univerzální postup pro návrh 96 jeřábových drah pro mostové jeřáby od nosnosti 1,6 do 10 tun. Moduly jeřábových drah jsou v délkách od 4 do 10 metrů. V této diplomové práci se provádí rozbor všech sil, které jeřábovou dráhu zatěžují. Další část této práce se zabývá nalezením nejvíce namáhaných průřezů a míst, které je potřeba zkontrolovat. Bude provedena kontrola nosníku jeřábové dráhy podle platných norem ČSN. Výsledkem této práce bude soubor v programu Excel, ve kterém bude předem zvolená jeřábová dráha kontrolována pro zvolený jeřáb. V této práci bude předveden jeden výpočet včetně číselného zadání. Závěrečnou částí bude konstrukční návrh a výkresová dokumentace této jeřábové dráhy.

Annotation thesis

BETLACH, T. *Beam Modular System Design of Crane Girders*. Ostrava: Department of Production Machines and Design - 340, Faculty of Mechanical Engineering, VSB – Technical University of Ostrava, 2010, p. 76 thesis. supervisor: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

The aim of this thesis is to design a procedure for crane runway. According to the task of this work is a universal procedure for proposal 96 crane rails for overhead cranes capacity from 1.6 to 10 tonnes. Modules crane girders are in lengths of 4-10 meters. In this thesis, an analysis of all the forces that included. Another part of this work deals with finding the most stressed cross sections and places that need to be checked. The result of this work, the file in Excel, which will be pre-selected controlled crane runway for the selected crane. In this work will be presented to one calculation, including a numeric entry. The final part of the design and drawings of the crane girders.

Obsah diplomové práce

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod..... | 10 |
| 2 | Mostový jeřáb | 11 |
| 3 | Jeřábová dráha | 12 |
| 4 | Zadání pro výpočet jeřábové dráhy | 15 |
| 4.1 | Zadání jednoho vybraného jeřábu..... | 15 |
| 4.2 | Hlavní nosník jeřábové dráhy | 15 |
| 4.3 | Kolejnice jeřábové dráhy | 16 |
| 5 | Zatížení jeřábové dráhy | 17 |
| 5.1 | Klasifikace zatížení..... | 19 |
| 5.1.1 | Stálá zatížení | 20 |
| 5.1.2 | Nahodilá zatížení | 21 |
| 5.2 | Rekapitulace zatížení | 25 |
| 6 | Hlavní nosník jeřábové dráhy | 26 |
| 6.1 | Svislé zatížení od kol jeřábu | 26 |
| 6.2 | Vodorovné zatížení od kol jeřábu | 31 |
| 6.3 | Rekapitulace zatížení | 36 |
| 6.4 | Kombinace zatížení..... | 36 |
| 7 | Určení třídy průřezu..... | 37 |
| 8 | Posouzení nosníku | 39 |
| 8.1 | Kontrola na dostatečné podepření tlačného pásu stojnou | 39 |
| 8.2 | Namáhání smykem | 39 |
| 8.3 | Namáhání kroucením..... | 41 |
| 8.4 | Namáhání ohybem a osovou silou v kombinaci s krutem | 45 |
| 8.5 | Příčné namáhání..... | 55 |
| 9 | Kontrola svarového spojení kolejnice s hlavním nosníkem | 62 |
| 10 | Kontrola šroubu | 69 |
| 11 | Závěr | 73 |
| 12 | Seznam použité literatury | 74 |
| 13 | Seznam příloh | 75 |

Seznam použitého značení

| Značka | Název | Jednotka |
|---------------------------------|--------------------------------------|--------------------|
| A | Plocha průřezu | [mm ²] |
| A _{max} | Maximální posouvající síla | [N] |
| B | Podélná brzdná síla | [N] |
| B _g | Reakce od vlastní tíhy | [N] |
| B _{Sd} | Bimoment | [N.mm] |
| B _t | Příčná brzdná síla | [N] |
| D _d | Velikost díry pro šroub | [mm] |
| F _d | Návrhová síla | [N] |
| F _k | Charakteristická síla | [N] |
| H _j | Síla od nárazu na koncové nárazníky | [N] |
| H _{tp} | Síla od přícení | [N] |
| I | Moment setrvačnosti | [mm ⁴] |
| I _w | Hlavní výsečový moment setrvačnosti | [mm ⁶] |
| I _t | Moment tuhosti v prostém kroucení | [mm ⁴] |
| K | Kolový tlak | [N] |
| L ₁ | Rozpětí jeřábu | [mm] |
| L ₂ | Rozvor kol jeřábu | [mm] |
| L ₁₀ | Maximální přiblížení břemene | [mm] |
| L _z , L _w | Vzpěrné délky v ohybu | [mm] |
| M | Ohybový moment | [N.mm] |
| M _U | Utahovací moment | [N.mm] |
| M _{TM} | Moment tření mezi talířkem a šroubem | [N.mm] |
| M _{TZ} | Moment tření v závitu | [N.mm] |
| N | Normálová síla | [N] |
| P | Síla od tíhy kočky a břemene | [N] |
| P _h | Stoupání závitu | [mm] |
| R | Únosnost | [N] |
| R _I | Poloměr vnitřního zaoblení | [mm] |
| R _A , R _B | Reakce | [N] |
| R _{max} | Zatížení kol | [N] |

| Značka | Název | Jednotka |
|---------------|--|------------------------|
| S_k | Velikost klíče | [mm] |
| S_w | Statický výsečový moment | [mm ⁴] |
| T_t, T_w | Moment kroucení | [N.mm] |
| V | Posouvající síla | [N] |
| V_b | Nosnost jeřábu | [kg] |
| W_{el} | Průřezový modul pružný | [mm ³] |
| W_{pl} | Průřezový modul plastický | [mm ³] |
| a_k | Šířka kolejnice | [mm] |
| a_t | Parametr kroucení | [-] |
| a_w | Účinná výška svaru | [mm] |
| b | Šířka profilu | [mm] |
| b_{eff} | Šířka efektivního prutu | [mm] |
| b_k | Výška kolejnice | [mm] |
| d | Výška stojiny bez zaoblení | [mm] |
| d_2 | Střední průměr závitu | [mm] |
| d_3 | Malý průměr závitu | [mm] |
| d_{zw} | Parametr tuhosti průřezu | [-] |
| e | Rameno kroucení | [mm] |
| e_z | Souřadnice působíště příčného zatížení | [mm] |
| f_M | Součinitel tření mezi talířkem a šroubem | [-] |
| f_u | Mez kluzu | [MPa] |
| f_z | Součinitel tření na závitu | [-] |
| h | Výška profilu | [mm] |
| k | Bezpečnost | [-] |
| k_3, k_4 | Převodní součinitele svaru | [-] |
| l | Modul dráhy | [mm] |
| l_w | Účinná délka svaru | [mm] |
| m | Hmotnost jeřábu bez kočky | [kg] |
| m_{1m} | Hmotnost 1m | [kg.mm ⁻¹] |
| m_k | Hmotnost kočky | [kg] |
| q | Spojitě zatížení | [N.mm ⁻¹] |
| s_s | Roznášecí délka | [mm] |
| t_1 | Tloušťka stojiny | [mm] |

| Značka | Název | Jednotka |
|----------------------------|------------------------------------|--------------------|
| t_2 | Tloušťka horní / dolní pásnice | [mm] |
| w | Hlavní výsečová pořadnice | [mm ²] |
| α | Stranový poměr | [-] |
| β_w | Součinitel tloušťky svaru | [-] |
| γ | Úhel stoupání závitu | [°] |
| γ_F | Součinitel zatížení | [-] |
| γ_{M0}, γ_{M1} | Součinitel spolehlivosti materiálu | [-] |
| δ | Dynamický součinitel | [-] |
| ε | Poměrné přetvoření | [-] |
| χ | Součinitel vzpěrnosti | [-] |
| λ | Štíhlost | [-] |
| $\bar{\lambda}$ | Poměrná štíhlost | [-] |
| λ_p | Součinitel přičení | [-] |
| σ | Napětí | [MPa] |
| τ | Smykové napětí | [MPa] |
| ν | Úhel sklonu síly | [°] |
| φ' | Úhel tření v závitové drážce | [°] |

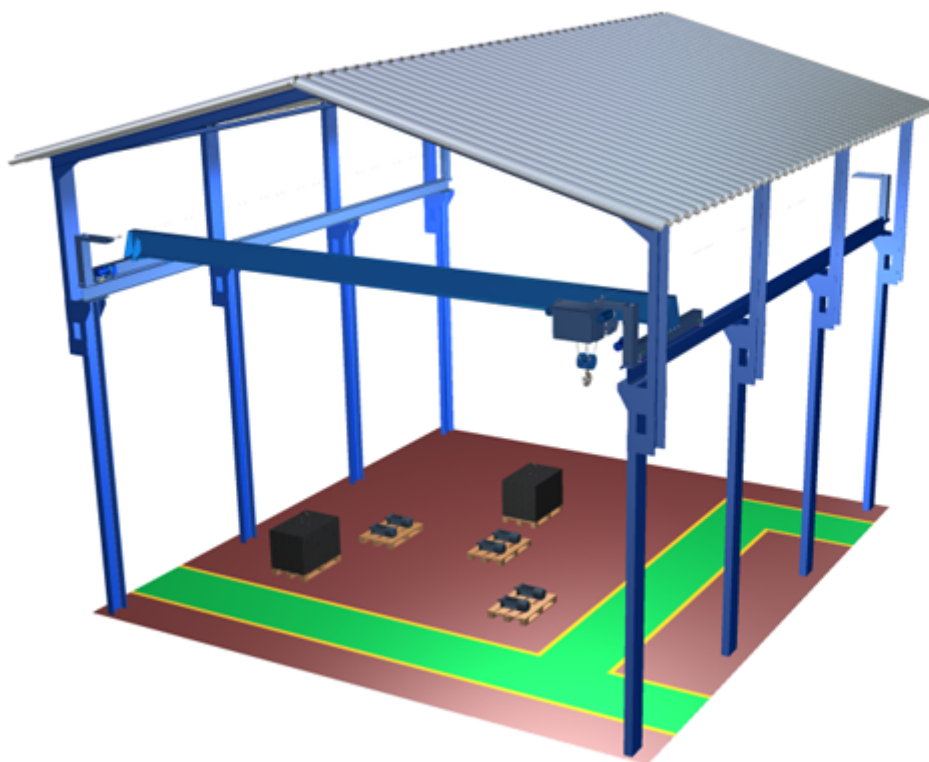
1 Úvod

Nejdříve bude zvolen jeřáb a modul jeřábové dráhy z programu EXCEL, pro který se bude provádět výpočet v této tištěné podobě. Následně budou potřeba všechny rozměry a průřezové veličiny zvoleného profilu jeřábové dráhy a kolejnice. Při výpočtu namáhání nebude počítáno s průřezem kolejnice. Dále budou potřeba všechny parametry jeřábu, které jsou potřeba pro výpočet. Následně budou spočítána všechna namáhání stálé a nahodilé. Klimatické zatížení se nebude uvažovat. Další částí bude výpočet maximálního ohybového momentu od kolového tlaku a také jeho poloha. Paralelně s tímto bude potřeba zjistit místo s maximální posouvající silou a její velikost. Všechna ostatní namáhání budou počítána k místu maximálního ohybového momentu. V další části bude počítána podélná síla od brzdění jeřábu s maximálním břemenem, příčná síla od brzdění kočky s břemenem a příčná síla od přičení jeřábu s břemenem při pojezdu. Následně se tato namáhání rozdělí do dvou kombinací. Jedna kombinace se bude zabývat svislým zatížením a podélným a druhá svislým a větším z příčných zatížení. Další krok bude zjištění třídy průřezu. Po tomto kroku následuje vlastní samotné posouzení nosníku dle ČSN 731401. Následně bude provedena kontrola svaru, kterými je přivařena kolejnice k hlavnímu nosníku a kontrola šroubů, kterými je jeřábová dráha připojena k budově, nebo k jeřábovým sloupům.

2 Mostový jeřáb

Mostové jeřáby jsou nejčastěji navrhovaným a používaným typem jeřábů v průmyslových halách nebo nádvořích průmyslových objektů. Mostový jeřáb se skládá z plnostěnného jeřábového mostu (dříve se využívalo příhradového), který se pohybuje po jeřábové dráze. Po jeřábu (mostu) pojíždí jeřábový vozík (kočka), který nese zdvihací zařízení a umožňuje zavěšení břemene. Ovládání (obsluha) jeřábů se provádí buď z výšky v kabině připevněné přímo na jeřábovém mostu, ale dnes už spíše ze země pomocí zavěšeného kabelového ovladače, nebo dálkovým bezdrátovým ovladačem.

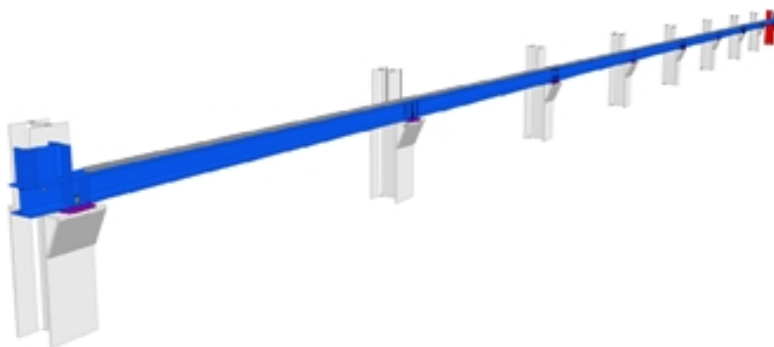
Elektrické mostové jeřáby se rozdělují, v závislosti na provozních podmínkách, do dílčích skupin na: jeřáby pro lehký provoz, střední provoz, těžký provoz a velmi těžký provoz. Stejně tak se dělí i jeřábové dráhy.



Obr. 2.1 Náhled do haly s mostovým jeřábem [9]

3 Jeřábová dráha

Konstrukce jeřábové dráhy je tvořena souborem prvků, umožňujících vykonávat práci jeřábů, kterou je manipulace s předměty, nebo jejich přemísťování v předem vymezeném prostoru. Zdvihací zařízení tvoří základní vybavení naprosté většiny průmyslových objektů. Uplatnění nacházejí tato zařízení i v mnoha jiných oborech lidské činnosti, kde je nutná manipulace s těžkými nebo objemnými předměty.



Obr. 3.1 Jeřábová dráha [9]

Rozdělení jeřábových drah

Na konzolách haly



Obr. 3.2 Jeřábová dráha na konzolách haly[10]

Vestavěné na sloupech



Obr. 3.3 Jeřábová dráha na sloupech [10]

Podvěsné dráhy



Obr. 3.4 Podvěsná jeřábová dráha [10]

Kombinace podvěsné a klasické jeřábové dráhy



Obr. 3.5 Kombinovaná jeřábová dráha [10]

4 Zadání pro výpočet jeřábové dráhy

Výpočet bude proveden na základě zadání od firmy KRANTECHNIK s.r.o. pro tyto jeřáby a dráhy.

Nosnosti jeřábů:

1,6t 3,2t 5,0t 10,0t

Rozvor kol:

1600mm 2000mm 2500mm 3150mm

Moduly dráhy:

4000mm 5000mm 6000mm 7000mm 8000mm 10000mm

Výpočty všech kombinací jsou provedeny v příloze v programu EXCEL. Jedná se o 96 kombinací. V této práci je rozepsána verze o nosnosti 3200 kg, rozvoru kol 2000 mm a modulu jeřábové dráhy 4000 mm (řádek v EXCELU č. 50).

4.1 Zadání jednoho vybraného jeřábu

Hodnoty z katalogu [11] a [13]

| | | | |
|------------------------------|-----------|---------|----|
| Nosnost jeřábu | V_b | = 3200 | kg |
| Rozpětí jeřábu | L_1 | = 12300 | mm |
| Rozvor kol jeřábu | L_2 | = 2000 | mm |
| Hmotnost jeřábu bez kočky | m | = 1845 | kg |
| Hmotnost kočky | m_k | = 130 | kg |
| Maximální přiblížení břemene | L_{10} | = 685 | mm |
| Zatížení kol | R_{max} | = 21100 | N |
| Modul dráhy | l | = 4000 | mm |

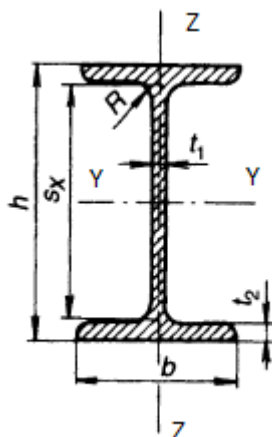
4.2 Hlavní nosník jeřábové dráhy

Hlavní nosník bude navržen z válcovaného IPE nebo HEA profilu. Volím profil IPE400 o modulu 4000 mm. Podrobnosti dle obr.4.1. Jedná se o profil z materiálu S235 který má hodnotu meze v kluzu $f_y = 235MPa$. Hodnoty profilu jsou z programu [14].

Součinitele spolehlivosti materiálu pro materiál S235

$$\gamma_{M0} = \gamma_{M1} = 1,15$$

[7] str. 25



Obr. 4.1 Náčrtek profilu hlavního nosníku [3]

Tab. 4.1 Parametry profilu [14]

| | |
|--|-----------------|
| Výška profilu h [mm] | 400 |
| Šířka profilu b [mm] | 180 |
| Tloušťka stojiny t_1 [mm] | 8,6 |
| Tloušťka horní/dolní pásnice t_2 [mm] | 13,5 |
| Poloměr vnitřního zaoblení R_1 [mm] | 21 |
| Výška stojiny bez zaoblení d [mm] | 331 |
| Hmotnost 1m m_{1m} [kg] | 65,879 |
| Plocha průřezu A [mm ²] | 8 446 |
| Moment setrvačnosti I_y [mm ⁴] | 231 300 000 |
| Moment setrvačnosti I_z [mm ⁴] | 13 180 000 |
| Hlavní výsečový moment setrvačnosti I_w [mm ⁶] | 496 854 700 000 |
| Moment tuhosti v prostém kroucení I_t [mm ⁴] | 510 800 |
| Průřezový modul v ohybu $W_{el,y}$ [mm ³] | 1 156 000 |
| Průřezový modul v ohybu $W_{el,z}$ [mm ³] | 146 400 |
| Průřezový modul $W_{pl,y}$ [mm ³] | 1 308 000 |
| Průřezový modul $W_{pl,z}$ [mm ³] | 230 000 |

4.3 Kolejnice jeřábové dráhy

Typ kolejnice je volen z katalogu [11] na základě počítaného jeřábu. V mém případě jde o kolejnici výšky $b_k=30\text{mm}$ a šířky $a_k=40\text{mm}$.

5 Zatížení jeřábové dráhy

Jeřáby zatěžují jeřábovou dráhu staticky, dynamicky a na únavu. Charakteristiky jeřábové zatížení jeřábové dráhy vychází z hodnot sil statických (vodorovných i svislých). Dynamické účinky na jeřábovou dráhu jsou vyjádřeny zvětšením statických hodnot zatížení kol (kolového tlaku) dynamickým součinitelem δ .

Hodnoty zatížení při výpočtu podle 1. skupiny mezních stavů

Při výpočtu podle 1. skupiny mezních stavů, kromě výpočtu na únavu se výpočtové zatížení nazývá extrémní zatížení. Extrémní výpočtové zatížení (F_d) se stanoví:

$$F_d = \gamma_F \cdot F_k \quad (5.1)$$

Hodnoty součinitelů zatížení (γ_F), pro posouzení konstrukcí podle první skupiny mezních stavů, s výjimkou posouzení konstrukcí na únavu, jsou obvykle větší než 1,0 a jsou uvedeny v ČSN 73 0035 [8].

Současnost působení zatížení mostovými jeřáby

Pokud v technologické části projektu není uvedeno jinak, uvažuje se současně:

Při výpočtu jeřábové dráhy v jednom dilatačním úseku vyšetřované větve:

- a) svislé zatížení kol K nejvýše od 2 jeřábů¹⁾
- b) vodorovné zatížení B, B_t nebo H_{tp} nejvýše od 2 jeřábů¹⁾, přitom u každého jeřábu jen jedno z uvedených vodorovných zatížení; síly H_{tp} se však současně u dvou jeřábů neuvažují

¹⁾ Spřažené jeřáby se započítávají jako jeden jeřáb; svislé zatížení K i vodorovné zatížení příčné a podélné B a B_t se zavádí u všech jeřábů, vodorovné zatížení H_{tp} se uvažuje jen u jeřábu nejučinnějšího.

Tab. 5.1 Třídění provozů a jeřábů podle pracovních režimů [8]

| Pracovní režim jeřábu | Druh jeřábu | Typické provozы s příslušným pracovním režimem jeřábů |
|-----------------------|--|--|
| lehký 1 | hákové, s ručním pohonem | nemechanizované opravy; strojovny tepelných elektráren |
| střední 2 | hákové, s elektrickými podvěsnými kočkami | mechanické a montážní dílny závodů s výrobou ve středně velkých seriích; mechanizované opravy; prostory, kde jsou nakládány a vykládány ojedinělé kusy |
| těžký 3 | hákové, licí, kovací, kalící | dílny závodů s velkosériovou výrobou; nakládací a vykládací prostory (pokud nejde o manipulaci s ojedinělými kusy) |
| velmi těžký 4 | drapákové, magnetové, k obsluze hlubinových pecí, beranidlové, korýtkové, ke stahování kokil, s poly-povým drapákem, šrotištní, sázecí | cechy hutnických závodů |

Dle zadání volím pracovní režim 2 střední, v některých literaturách označován D2.

Tab. 5.2 Součinitel zatížení pro zatížení kol jeřábů Kn [8]

| Druh jeřábu podle údajů technologické části projektu ²⁾ | Součinitele zatížení γ_f pro | |
|--|---|--|
| | jeřáby u nichž $\frac{V_b}{m} \leq 1^{1)3)}$ | jeřáby u nichž $\frac{V_b}{m} > 1^{1)3)}$ |
| 1 | 1,15 | 1,20 |
| 2 | 1,20 | 1,25 |
| 3 | 1,25 | 1,30 |
| 4 | 1,30 | 1,40 |

¹⁾ V_b – nosnost jeřábu, m – hmotnost jeřábu s kočkou, podle údajů výrobce nebo příslušných norem.
²⁾ Druhy jeřábů se specifikují podle ČSN 27 0103. Je-li na jeřábu použité zařízení proti přetížení, uvažuje se ve výpočtu součinitel zatížení pro druh jeřábu 1. skupiny.
³⁾ U jeřábů zajištěných proti přetížení se zavádí součinitel zatížení nejvýše hodnotou 1,25.

$$\frac{V_b}{m + m_k} = \frac{3200}{1845 + 130} = 1,62 \quad (5.2)$$

Na základě tohoto poměru a podle pracovního režimu jeřábu volím součinitel $\gamma_F = 1,25$.

Součinitel zatížení pro spojitě zatížení q , vodorovné podélné a příčné brzdné síly B a B_t a síly od přičení H_{tp} je $\gamma_F = 1,1$.

Tab. 5.3 Dynamický součinitel δ [8]

| Rychlost pojezdu jeřábu v_x na dráze s kolejnicemi v m . s ⁻¹ | | Rychlost zdvihu břemene v_z v m . s ⁻¹ , je-li | | | | Součinitel δ při výpočtu ²⁾ | | |
|--|----------------------------|---|-----------------|----------------|----------------|---|-----------------------|----------------|
| | | $V_b/m \leq 1$ | $V_b/m > 1^1)$ | | | | | |
| stykovanými | bez styků nebo svařovanými | a je-li pracovní režim jeřábů ³⁾ | | | | jeřábové dráhy | podpor jeřábové dráhy | základů podpor |
| | | libovolný | lehký a střední | těžký | velmi těžký | | | |
| $v_x \leq 1,0$ | $v_x \leq 1,5$ | $v_z \leq 0,5$ | $v_z \leq 0,5$ | — | — | 1,1 | 1,0 | 1,0 |
| $1,0 < v_x \leq 3,3$ | $1,5 < v_x \leq 5,0$ | $v_z > 0,5$ | $v_z > 0,5$ | $v_z \leq 0,5$ | $v_z \leq 0,5$ | 1,2 | 1,05 | 1,0 |
| $v_x > 3,3$ | $v_x > 5,0$ | — | — | $v_z > 0,5$ | — | podle technologických podkladů, nejméně ale 1,2 | 1,15 | 1,0 |
| — | — | — | — | — | $v_z > 0,5$ | podle technologických podkladů, ale nejméně 1,3 | 1,2 | 1,0 |

¹⁾ Význam značek jako v tab. 9.
²⁾ Do výpočtu se zavádí vždy větší z hodnot δ odpovídající příslušné rychlosti pojezdu či zdvihu i příslušným doplňujícím podmínkám. Podmínky platí nezávisle na sobě.
³⁾ Roztřídění jeřábů do režimů viz tab. 8.

5.1 Klasifikace zatížení

Podle doby trvání a podle změn velikosti, polohy nebo smyslu a směru působení se rozeznávají zatížení:

A) Stálá

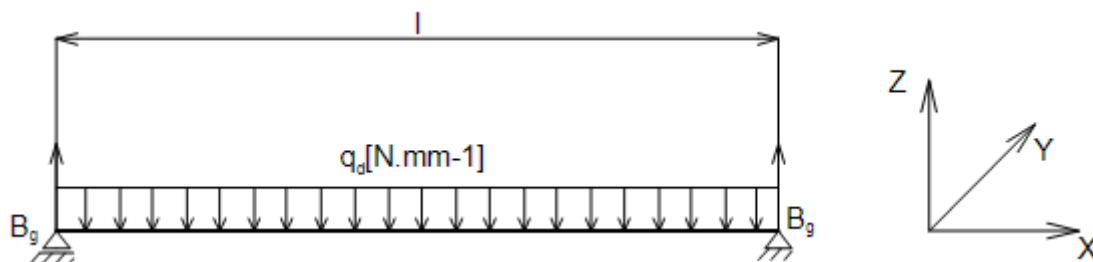
- Vlastní tíha konstrukce jeřábové dráhy
 - Svislého hlavního nosníku jeřábové dráhy
 - Kolejnice
 - Lávky
 - Zábradlí

B) Nahodilá

- Užité zatížení na lávce
- Svislé zatížení od kol jeřábů
- Podélná brzdná síla
- Příčná brzdná síla
- Síla od přičení a jiných nerovnoměrností při pojezdu jeřábu
- Síla od nárazu jeřábu na koncové nárazníky dráhy
- Síly od klimatických změn

5.1.1 Stálá zatížení

Do této skupiny zatížení spadají ta zatížení, jejichž účinek se nemění v čase z hlediska polohy, velikosti, smyslu nebo směru. V tomto případě se tedy jedná o vlastní tíhu jeřábové kolejnice a hlavního nosníku jeřábové dráhy. Dále to může být vlastní tíha od vodorovného výztužného nosníku a lávky se zábradlím. Jeřábová dráha bude navrhována jako soustava vzájemně nezávislých nosníků.



Obr. 5.1 Náčrt zatížení vlastní vahou

Spojité zatížení vlastní vahou na 1m délky

$$\begin{aligned}
 q_k &= a_k \cdot b_k \cdot 0,0000078 \cdot 9,81 + \frac{m_{1m}}{1000} \cdot 9,81 \\
 q_k &= 40 \cdot 30 \cdot 0,0000078 \cdot 9,81 + \frac{65,879}{1000} \cdot 9,81 \\
 q_k &= 0,738 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

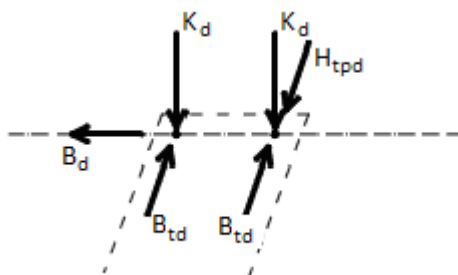
$$\begin{aligned}
 q_d &= \gamma_F \cdot q_k \\
 q_d &= 1,1 \cdot 0,738 \\
 q_d &= 0,812 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}
 \end{aligned} \tag{5.4}$$

Posouvající síla od zatížení vlastní vahou

$$\begin{aligned}
 B_g &= \frac{q_d \cdot l}{2} \\
 B_g &= \frac{0,812 \cdot 4000}{2} \\
 B_g &= 1624 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.5}$$

5.1.2 Nahodilá zatížení

Zde jsou zahrnuta ta zatížení, která jsou v čase proměnné svojí velikostí, polohou, smyslem nebo směrem. Vypočet se provede dle [8].



Obr. 5.2 Obrázek všech zatížení vyvozovaných jeřáby

Rozdělení zatížení

a) Svislá

- Zatížení kol jeřábu K od vlastní hmotnosti konstrukce jeřábu, kočky i břemene
- Dynamické účinky svislých setrvačných sil při zdvihání a spouštění břemene

b) Vodorovná

- Podélná brzdná síla B od vodorovných setrvačných sil při brzdění jeřábu
- Příčná brzdná síla B_t od setrvačných sil při rozjíždění i brzdění jeřábové kočky
- Příčná síla H_{tp} od příčení a od jiných nerovnoměrností při pojezdu motorových jeřábů mostového typu vedených na jeřábové dráze nákolky
- Podélná síla H_j od nárazu jeřábu na koncové nárazníky

Dynamické účinky na jeřábovou dráhu jsou vyjádřeny zvětšením statických hodnot zatížení kol dynamickým součinitelem δ [35].

Svislé zatížení od kol jeřábu (kolový tlak)

Je to zatížení od vlastní tíhy jeřábu včetně hmotnosti kočky a břemene. V katalogu [11] byla použita nejtěžší možná kočka, proto je hodnota R_{\max} na straně bezpečnosti, nebo maximálně pravdivá. Hodnota R_{\max} je zde navýšena součinitelem zatížení, který závisí na poměru nosnosti k hmotnosti jeřábu viz tab. 5.2 a dynamickým součinitelem, který eliminuje dynamické účinky na dráhu viz. tab. 5.3.

Kolový tlak

$$\begin{aligned}K_k &= R_{\max} \cdot \delta \\K_k &= 21100 \cdot 1,1 \\K_k &= 23210 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.6}$$

$$\begin{aligned}K_d &= \gamma_F \cdot K_k \\K_d &= 1,25 \cdot 25960 \\K_d &= 29012,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.7}$$

Podélná brzdná síla

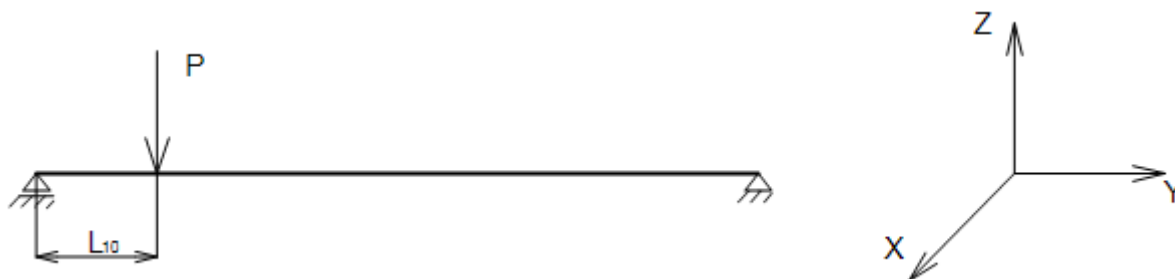
Tato síla vzniká jako setrvačná síla při rozjíždění a brzdění jeřábu (mostu). Působení sil se uvažuje v obou směrech v místě dotyku kola jeřábu a kolejnice. [8]

$$\begin{aligned}B_k &= 0,1 \cdot \sum K_d \\B_k &= 0,1 \cdot 29012,5 \\B_k &= 2901,25 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.8}$$

$$\begin{aligned}B_d &= \gamma_F \cdot B_k \\B_d &= 1,1 \cdot 3245 \\B_d &= 3191,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.9}$$

Příčná brzdná síla

Tato síla vzniká jako setrvačná síla při rozjíždění a brzdění jeřábové kočky s břemenem. Její působíště se nachází v místě dotyku kola a kolejnice.



Obr. 5.4 Nákres postavení břemene v krajní poloze

Síla od tíhy břemene a kočky

$$\begin{aligned}
 P &= V_b \cdot 9,81 + m_k \cdot 9,81 \\
 P &= 3200 \cdot 9,81 + 130 \cdot 9,81 \\
 P &= 32667,3 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

Reakce od síly vyvozené tíhou břemene a kočky v krajní poloze

$$\begin{aligned}
 V_{cn} &= \frac{P \cdot (L_1 - L_{10})}{L_1} \\
 V_{cn} &= \frac{32667,3 \cdot (12300 - 685)}{12300} \\
 V_{cn} &= 30848 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

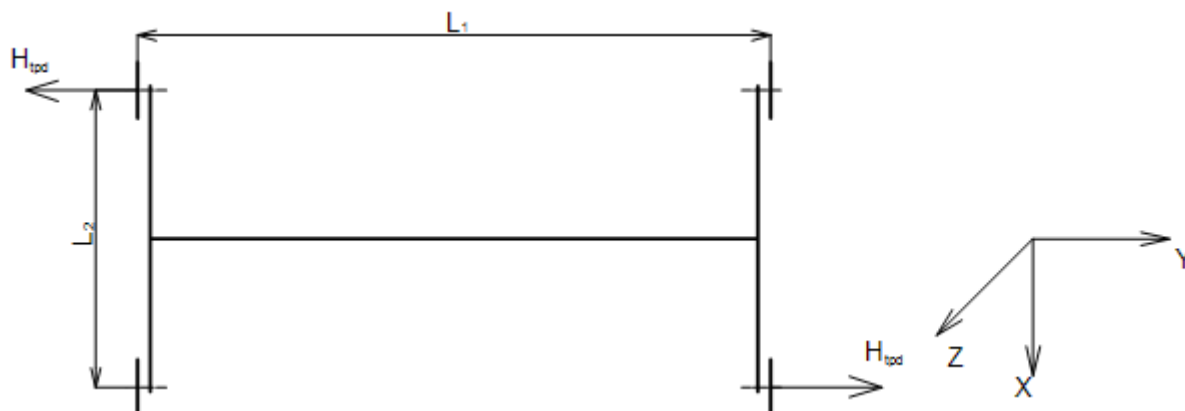
Příčná brzdná síla

$$\begin{aligned}
 B_{tk} &= 0,05 \cdot V_{cn} \\
 B_{tk} &= 0,05 \cdot 30848 \\
 B_{tk} &= 1542,4 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

$$\begin{aligned}
 B_{td} &= \gamma_F \cdot B_{tk} \\
 B_{td} &= 1,1 \cdot 1563,87 \\
 B_{td} &= 1696,6 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.13}$$

Síla od příčení a jiných nerovnoměrností při pojezdu na jeřábové dráze

Výpočet bude stanoven dle ČSN 73 0035 [8]. Jedná se o výpočet, kdy nákolky jeřábu dosednou na boční stěnu koleje a to tak, že se nákolky dotknou na obou větvích kolejnic, ale na opačných stranách náprav jeřábu. Tento způsob neodpovídá fyzikální interpretaci příčení.



Obr. 5.5 Náskres rozměrů mostového jeřábu

λ_p součinitel příčení

$\sum K$ součet kolových tlaků na více přitížené větvi jeřábové dráhy (pro krajní polohu jeřábové kočky) od vlastní hmotnosti jeřábu, kočky a břemene

L_1 rozpětí jeřábu

L_2 rozvor kol jeřábu

$$\begin{aligned}\lambda_p &= 0,025 \cdot \frac{L_1}{L_2} \\ \lambda_p &= 0,025 \cdot \frac{12300}{2000} \\ \lambda_p &= 0,154\end{aligned}\tag{5.14}$$

Síla od příčení

$$\begin{aligned}H_{tpk} &= \lambda_p \cdot \sum K_d \\ H_{tpk} &= 0,154 \cdot 2 \cdot 29012,5 \\ H_{tpk} &= 8935,85 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.15}$$

$$\begin{aligned}
 H_{tpd} &= \gamma_F \cdot H_{tpd} \\
 H_{tpd} &= 1,1 \cdot 8935,85 \\
 H_{tpd} &= 9829,4 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{5.16}$$

Síla od nárazu na koncové nárazníky dráhy

Na základě zadání firmy KRANTECHNIK s.r.o. s touto silou nebude počítáno.

Klimatická zatížení

Klimatická zatížení se stanovují podle ročních, popř. denních nebo měsíčních, nejnepříznivějších hodnot mnohaletých měření, odpovídajících určitému zvolenému období, ve kterém se tyto hodnoty opakují nebo jsou překročeny. Počítají se zatížení sněhem a větrem. Klimatické zatížení se v této práci neuvažuje. Jeřábová dráha je uvnitř zakryté haly.

5.2 Rekapitulace zatížení

Zde se zjistí která zatížení nejvíce ovlivňují jeřábovou dráhu.

Tab. 5.4 Rekapitulace zatížení

| Druh zatížení | | Označení | Hodnota |
|-----------------|--|-----------|---|
| STÁLÉ | Tíha kolejnice a hlavního nosníku jeřábové dráhy | q_d | $0,812 \text{ kg} \cdot \text{mm}^{-1}$ |
| NAHODILÉ | Svislé zatížení od kol jeřábu | K_d | $29012,5 \text{ N}$ |
| | Podélná brzdná síla | B_d | $3191,4 \text{ N}$ |
| | Příčná brzdná síla | B_{td} | $1696,6 \text{ N}$ |
| | Síla od přičení a jiných nerovnoměrností při pojezdu na jeřábové dráze | H_{tpd} | $9829,4 \text{ N}$ |

6 Hlavní nosník jeřábové dráhy

Hlavní nosník se ze statického hlediska chová jako prostý nosník o rozpětí l . Podpory nosníku jsou tvořeny hlavními ložisky na podporách ocelových sloupů budov. Nosník je navržen jako válcovaný, plnostěnný, konstantního průřezu po celé délce.

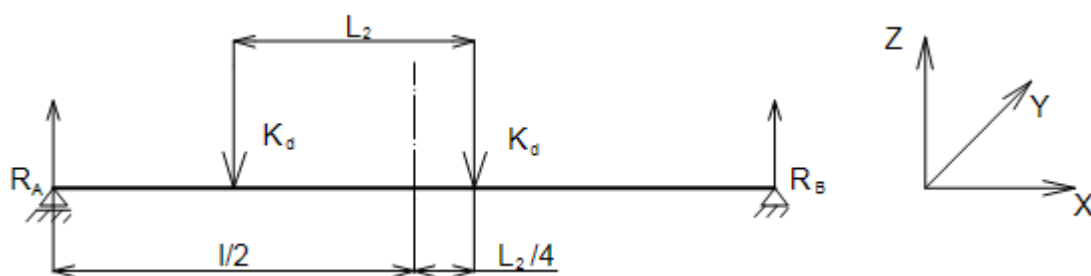
VÝPOČET VNITŘNÍCH SIL

Úkolem této části diplomové práce je zjistit místa s extrémním namáháním a velikosti tohoto namáhání. Nejdříve se provede výpočet účinků jednotlivých zatížení a následně se provede součet (superpozice).

6.1 Svislé zatížení od kol jeřábu

Jedná se o zatížení, které namáhá nosník jeřábové dráhy nejvíce. Vyvozuje ohybový moment a posouvající sílu ve svislé rovině. Místa na nosníku ve kterých budou působit extrémy těchto sil budou nejvíce namáhaná místa nosníku. Účinky ostatních sil se budou počítat v těchto místech.

Varianta 1



Obr. 6.1 Nákres postavení kol varianty 1

Jedno kolo je posunuto od středu o jednu čtvrtinu rozvoru kol viz obr. 6.1. Jedná se o bod 1.

Zde se musí provést kontrola, zda při tomto postavení jeřábu bude druhé kolo stále na počítaném nosníku, nebo se již dostane za další podporu.

$$\begin{aligned}\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} &> L_2 \\ \frac{4000}{2} + \frac{2000}{4} &> 2000 \\ 2500 &> 2000\end{aligned}\tag{6.1}$$

Druhé kolo bude stále na počítaném nosníku.

Výpočet reakce R_B

$$\begin{aligned}\sum M_{Ay} &= 0 \\ K_d \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{3}{4} \cdot L_2 \right) + K_d \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right) - R_B \cdot l &= 0 \\ R_B &= \frac{K_d \cdot \left(l - \frac{2 \cdot L_2}{4} \right)}{l} \\ R_B &= \frac{29012,5 \cdot \left(4000 - \frac{2 \cdot 2000}{4} \right)}{4000} \\ R_B &= 21759,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.2}$$

Výpočet reakce R_A

$$\begin{aligned}\sum F_z &= 0 \\ R_A + R_B - 2 \cdot K_d &= 0 \\ R_A &= 2 \cdot K_d - R_B \\ R_A &= 2 \cdot 29012,5 - 21759,4 \\ R_A &= 36265,6 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.3}$$

Maximum ohybového momentu od kolových tlaků v bodě 1

$$\begin{aligned}M_{o \max 1} &= R_B \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4} \right) \\ M_{o \max 1} &= 21759,4 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4} \right) \\ M_{o \max 1} &= 32639100 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.4}$$

Maximum ohybového momentu od vlastní tíhy v bodě 1

$$M_{g1} = B_g \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4} \right) - q_d \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4} \right) \cdot \frac{\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4}}{2}$$

$$M_{g1} = 1624 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4} \right) - 0,812 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4} \right) \cdot \frac{\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4}}{2} \quad (6.5)$$

$$M_{g1} = 1522500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

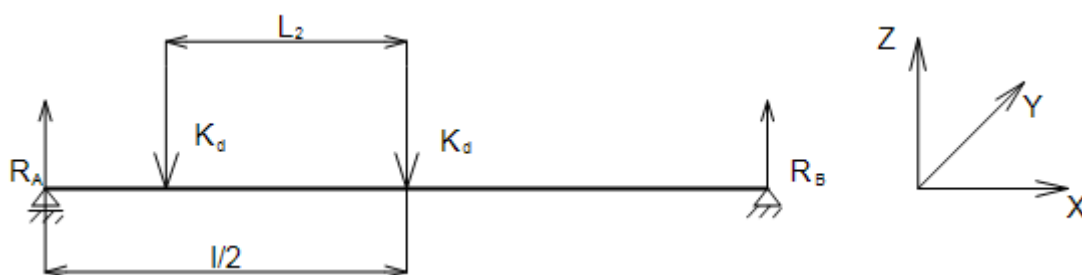
Celkové maximum ohybového momentu v bodě 1

$$M_{o1} = M_{o \max 1} + M_{g1}$$

$$M_{o1} = 32639100 + 1522500$$

$$M_{o1} = 34161600 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.6)$$

Varianta 2



Obr. 6.2 Náskres postavení kol varianty 2

Jedno z kol je na středu nosníku viz obr. 6.2. Jedná se o bod 2. Zde se musí provést kontrola, zda při tomto postavení jeřábu bude druhé kolo stále na počítaném nosníku, nebo se již dostane za další podporu.

$$\frac{l}{2} > L_2$$

$$\frac{4000}{2} = 2000 \quad (6.7)$$

Druhé kolo je na podpoře nosníku.

Výpočet reakce R_B

$$\begin{aligned}\sum M_{Ay} &= 0 \\ K_d \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l &= 0 \\ R_B &= \frac{K_d \cdot \frac{l}{2}}{l} \\ R_B &= \frac{29012,5 \cdot \frac{4000}{2}}{4000} \\ R_B &= 14506,2 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.8}$$

Výpočet reakce R_A

$$\begin{aligned}\sum F_Z &= 0 \\ R_A + R_B - 2 \cdot K_d &= 0 \\ R_A &= 2 \cdot K_d - R_B \\ R_A &= 2 \cdot 29012,5 - 14506,2 \\ R_A &= 43518,8 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.9}$$

Maximum ohybového momentu od kolových tlaků v bodě 2

$$\begin{aligned}M_{o \max 2} &= R_B \cdot \frac{l}{2} \\ M_{o \max 2} &= 14506,2 \cdot \frac{4000}{2} \\ M_{o \max 2} &= 29012400 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.10}$$

Maximum ohybového momentu od vlastní tíhy v bodě 2

$$\begin{aligned}M_{g2} &= B_g \cdot \frac{l}{2} - q_d \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{l}{4} \\ M_{g2} &= 1624 \cdot \frac{4000}{2} - 0,812 \cdot \frac{4000}{2} \cdot \frac{4000}{4} \\ M_{g2} &= 1624000 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.11}$$

Celkové maximum ohybového momentu v bodě 2

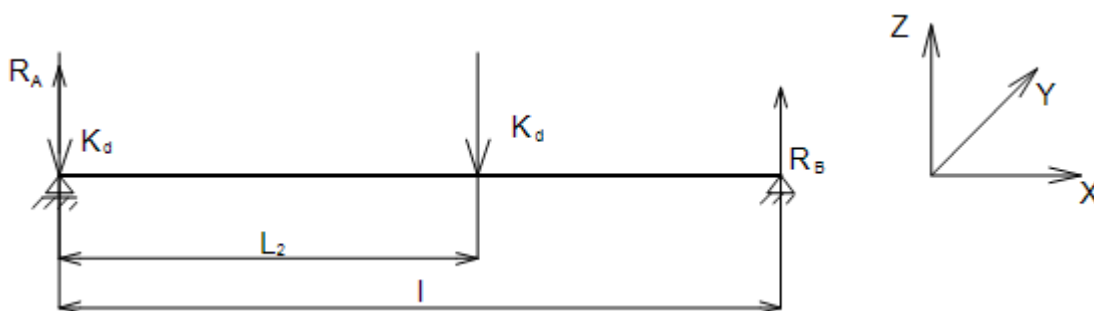
$$\begin{aligned}M_{o2} &= M_{o \max 2} + M_{g2} \\ M_{o2} &= 29012400 + 1624000 \\ M_{o2} &= 30636400 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.12}$$

Větší hodnota M_o je při variantě 1. Hodnota maximálního ohybového momentu

$$M_{MAX} = 34161600 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Varianta 3

Touto variantou se získá hodnota maximální posouvající síly. Jedno kolo je postaveno na podpoře.



Obr. 6.3 Nákres postavení kol varianty 3

Výpočet reakce R_B

$$\begin{aligned} \sum M_{A,y} &= 0 \\ K_d \cdot L_2 - R_B \cdot l &= 0 \\ R_B &= \frac{K_d \cdot L_2}{l} \\ R_B &= \frac{29012,5 \cdot 2000}{4000} \\ R_B &= 14506,3 \text{ N} \end{aligned} \tag{6.13}$$

Výpočet reakce R_A

$$\begin{aligned} \sum F_z &= 0 \\ R_A + R_B - 2 \cdot K_d &= 0 \\ R_A &= 2 \cdot K_d - R_B \\ R_A &= 2 \cdot 29012,5 - 14506,3 \\ R_A &= 43518,7 \text{ N} \end{aligned} \tag{6.14}$$

Maximální posouvající síla

$$A_{\max} = R_A = 43518,7 \text{ N} \tag{6.15}$$

6.2 Vodorovné zatížení od kol jeřábu

Zatížení od podélné brzdné síly (y)

Normálová síla od podélné brzdné síly

$$\begin{aligned} N_B &= B_d \\ N_B &= 3191,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.16)$$

Excentricita (vzdálenost mezi působícím zatížením a uložením nosníku-ložiska).

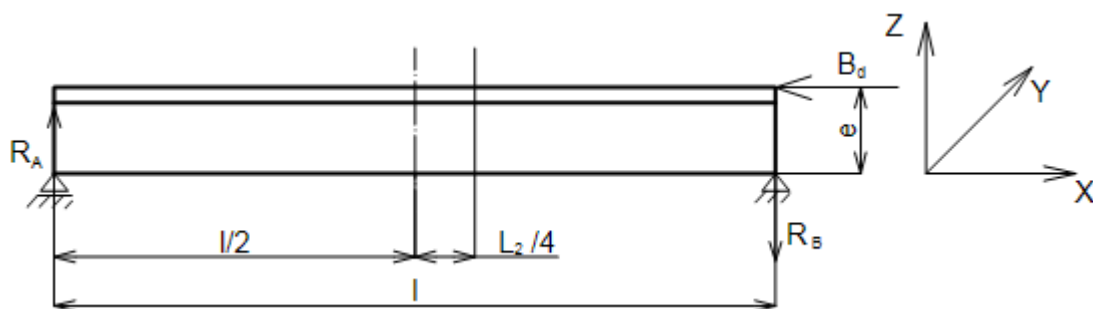
$$\begin{aligned} e &= h + b_k \\ e &= 400 + 30 \\ e &= 430 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.17)$$

Reakce

$$\begin{aligned} B_B &= \frac{N_B \cdot e}{l} \\ B_B &= \frac{3191,4 \cdot 430}{4000} \\ B_B &= B_A = 343 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.18)$$

Ohybový moment od podélné brzdné síly

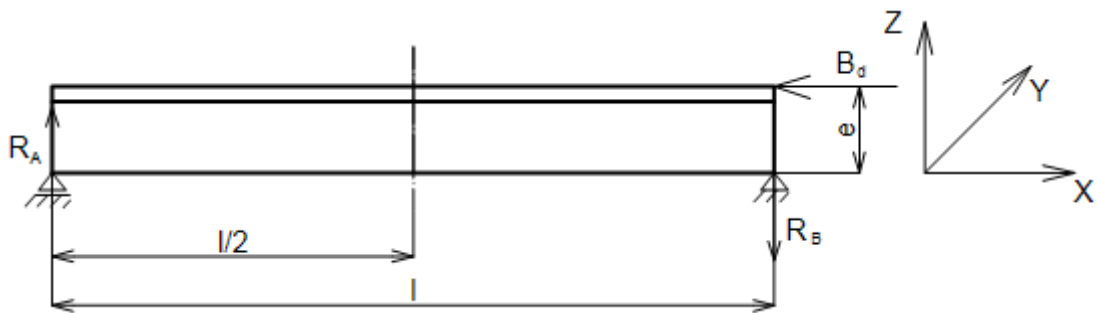
Varianta 1



Obr. 6.4 Náskres působení podélné brzdné síly varianty 1

$$\begin{aligned}
 M_{B1} &= B_A \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right) \\
 M_{B1} &= 343 \cdot \left(\frac{4000}{2} + \frac{2000}{4} \right) \\
 M_{B1} &= 857500 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{6.19}$$

Varianta 2

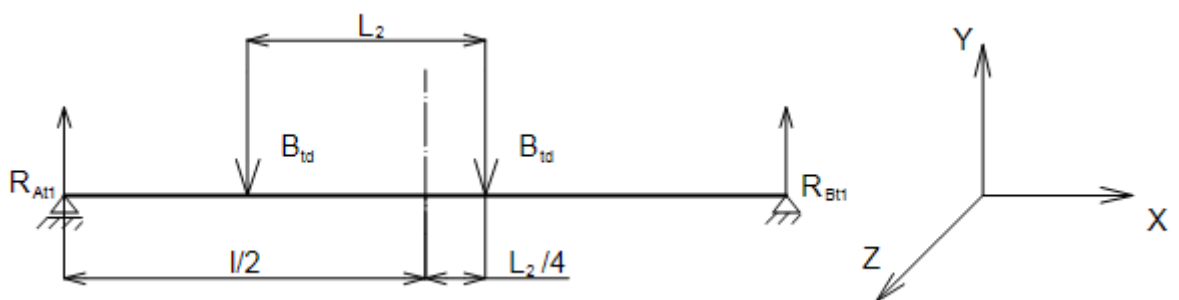


Obr. 6.5 Náskres působení podélné brzdné síly varianty 2

$$\begin{aligned}
 M_{B2} &= B_B \cdot \frac{l}{2} \\
 M_{B2} &= 343 \cdot \frac{4000}{2} \\
 M_{B2} &= 686000 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{6.20}$$

Zatížení od vodorovné příčné brzdné síly (z)

Varianta 1



Obr. 6.6 Náskres působení vodorovné příčné brzdné síly varianty 1

Reakce

$$\sum M_{Az} = 0$$

$$B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right) + B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{3 \cdot L_2}{4} \right) - R_{Bt1} \cdot l = 0$$

$$R_{Bt1} = \frac{B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right) + B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{3 \cdot L_2}{4} \right)}{l} \quad (6.21)$$

$$R_{Bt1} = \frac{1696,6 \cdot \left(\frac{4000}{2} + \frac{2000}{4} \right) + 1696,6 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{3 \cdot 2000}{4} \right)}{4000}$$

$$R_{Bt1} = 1272,45 \text{ N}$$

Ohybový moment

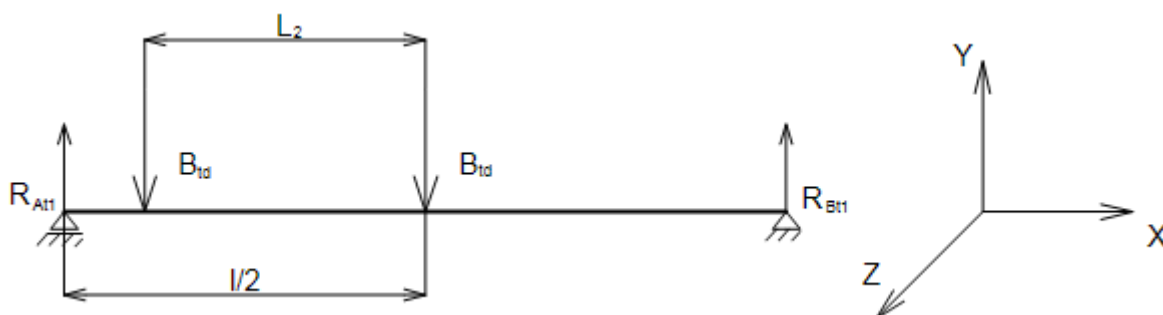
$$M_{Bt1} = R_{Bt1} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4} \right)$$

$$M_{Bt1} = 1272,45 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4} \right) \quad (6.22)$$

$$M_{Bt1} = 1908675 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Varianta 2

Druhá síla je v tomto řešení opět na podpoře.



Obr. 6.7 Náčrtek působení vodorovné příčné brzdě síly varianty 2

Reakce

$$\sum M_{Az} = 0$$

$$B_{td} \cdot \frac{l}{2} + B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} - L_2 \right) - R_{Br2} \cdot l = 0$$

$$R_{Br2} = \frac{B_{td} \cdot \frac{l}{2} + B_{td} \cdot \left(\frac{l}{2} - L_2 \right)}{l} \quad (6.23)$$

$$R_{Br2} = \frac{1696,6 \cdot \frac{4000}{2} + 1696,6 \cdot \left(\frac{4000}{2} - 2000 \right)}{4000}$$

$$R_{Br2} = 848,3 \text{ N}$$

Ohybový moment

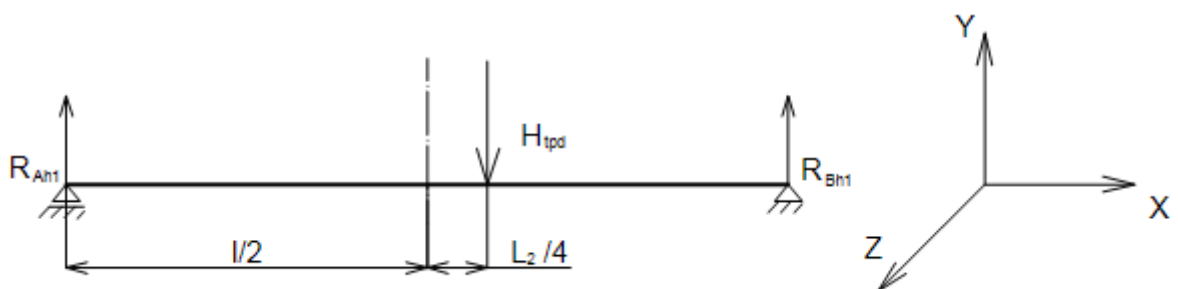
$$M_{Br2} = R_{Br2} \cdot \frac{l}{2}$$

$$M_{Br2} = 848,3 \cdot \frac{4000}{2} \quad (6.24)$$

$$M_{Br2} = 1696600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Zatížení od příčeni (x-y)

Varianta 1



Obr. 6.8 Nákres působení síly od příčeni varianty 1

Reakce

$$\sum M_{A,z} = 0$$

$$H_{tpd} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right) - R_{Bh1} \cdot l = 0$$

$$R_{Bh1} = \frac{H_{tpd} \cdot \left(\frac{l}{2} + \frac{L_2}{4} \right)}{l}$$

$$R_{Bh1} = \frac{9829,4 \cdot \left(\frac{4000}{2} + \frac{2000}{4} \right)}{4000}$$

$$R_{Bh1} = 6143,4 \text{ N}$$
(6.25)

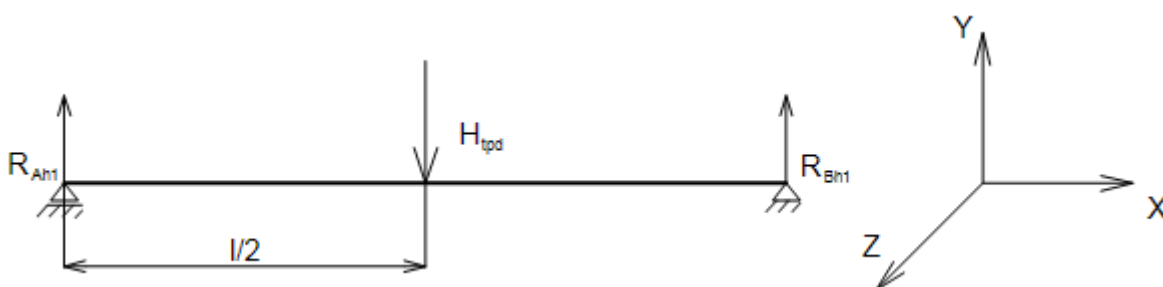
Ohybový moment

$$M_{Htp1} = R_{Bh1} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{L_2}{4} \right)$$

$$M_{Htp1} = 6143,4 \cdot \left(\frac{4000}{2} - \frac{2000}{4} \right)$$

$$M_{Htp1} = 9215063 \text{ N} \cdot \text{mm}$$
(6.26)

Varianta 2



Obr. 6.9 Nákres působení síly od přičení varianty 2

Reakce

$$R_{Bh2} = \frac{H_{tpd}}{2}$$

$$R_{Bh2} = \frac{9829,4}{2}$$

$$R_{Bh2} = 4914,7 \text{ N}$$
(6.27)

Ohybový moment

$$M_{Htp2} = R_{Bh2} \cdot \frac{l}{2}$$

$$M_{Htp2} = 4914,7 \cdot \frac{4000}{2} \quad (6.28)$$

$$M_{Htp2} = 9829400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

6.3 Rekapitulace zatížení

Tab. 6.1 Rekapitulace zatížení

| Zatížení | | M_y [N.mm] | M_z [N.mm] | N [N] | V_z [N] |
|-------------------------------|----------------------|--------------|--------------|---------|-----------|
| STÁLÉ | | 1 522 500 | 0 | 0 | 1 624 |
| SVISLÉ OD KOL JEŘÁBU | Postavení M_{\max} | 32 639 100 | 0 | 0 | 36 265,6 |
| | Postavení A_{\max} | 0 | 0 | 0 | 43 518,7 |
| OD PODÉLNÉ BRZDNÉ SÍLY | | 857 500 | 0 | 3 191,4 | 343 |
| OD PŘÍČNÉ BRZDNÉ SÍLY | | 0 | 1 908 675 | 0 | 0 |
| OD PŘÍČENÍ | | 0 | 9 215 063 | 0 | 0 |

6.4 Kombinace zatížení

K1 - stálé, svislé od zatížení kol jeřábu, od podélné brzdné síly (svislé a podélné zatížení)

K2 - stálé, svislé od zatížení kol jeřábu, od příčiení (svislé a vodorovné - té větší z nich)

Tab. 6.2 Kombinace zatížení

| Kombinace | M_y [N.mm] | M_z [N.mm] | N [N] | V_z [N] |
|-----------|--------------|--------------|---------|-----------|
| K1 | 35 019 100 | 0 | 3 191,4 | 45 485,7 |
| K2 | 34 161 600 | 9 215 063 | 0 | 45 142,7 |

7 Určení třídy průřezu

Výpočet dle ČSN 73 1401

Horní pás

Tab. 7.1 Třída průřezu pro horní pás

| Třída | $\frac{\frac{b}{2}}{t_2}$ |
|-------|-----------------------------|
| 1 | $\leq 10 \cdot \varepsilon$ |
| 2 | $\leq 11 \cdot \varepsilon$ |
| 3 | $\leq 15 \cdot \varepsilon$ |

Pásnice je namáhána v tlaku

$$\varepsilon = 1$$

[7] str.30

$$\frac{\frac{b}{2}}{t_2} = \frac{\frac{180}{2}}{13,5} = 6,667 < 10 \cdot \varepsilon \quad (7.1)$$

TŘÍDA 1

Stojina

$$\begin{aligned} \sigma_{horní} &= \frac{M_{y \max}}{\frac{I_y}{\frac{d}{2}}} + \frac{N_{\max}}{A} \\ \sigma_{horní} &= \frac{35019100}{\frac{231300000}{\frac{331}{2}}} + \frac{3191,4}{8446} \\ \sigma_{horní} &= \sigma_{do \ln i} = 25,43 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.2)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{do \ln i}}{\sigma_{horní} + \sigma_{do \ln i}} = 0,5 \quad (7.3)$$

Stojina namáhaná ohybem a tlakem

$$\varepsilon = 0,81 \quad [7] \text{ str.28}$$

Tab. 7.2 Třída průřezu pro stojinu

| Třída | $\frac{d}{t_1}$ | $\frac{d}{t_1}$ |
|-------|--|-----------------|
| 1 | $\leq \frac{396 \cdot \varepsilon}{13 \cdot \alpha - 1}$ | $\leq 58,32$ |
| 2 | $\leq \frac{456 \cdot \varepsilon}{13 \cdot \alpha - 1}$ | $\leq 67,16$ |

$$\frac{d}{t_1} = \frac{331}{8,6} = 38,488 \quad (7.4)$$

TŘÍDA 1

8 Posouzení nosníku

Posouzení hlavního nosníku jeřábové dráhy dle ČSN 73 1401 [7].

8.1 Kontrola na dostatečné podepření tlačného pásu stojnou

Pro pásnice třídy průřezu 1.

$$k = 0,3 \quad [7] \text{ str.40}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{t_1} &\leq k \cdot \frac{E}{f_y} \cdot \sqrt{\frac{A_w}{A_{fc}}} \\ \frac{d}{t_1} &\leq k \cdot \frac{E}{f_y} \cdot \sqrt{\frac{d \cdot t_1}{b \cdot t_2}} \end{aligned} \quad (8.1)$$

$$38,488 < 0,3 \cdot \frac{210000}{235} \cdot \sqrt{\frac{331 \cdot 8,6}{180 \cdot 13,5}}$$

$$37,325 < 290,16$$

VYHOVUJE

8.2 Namáhání smykem

Postavení A_{\max}

$$\begin{aligned} V_{z,Sd} &= V_z^{K1} \\ V_{z,Sd} &= 45485,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.2)$$

Štíhlost k porovnání

$$\begin{aligned} \lambda_w &= \frac{d}{t_1} \\ \lambda_w &= \frac{331}{8,6} \\ \lambda_w &= 38,488 \end{aligned} \quad (8.3)$$

Stranový poměr

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{l}{d} \\ \alpha &= \frac{4000}{331} \\ \alpha &= 12,08\end{aligned}\tag{8.4}$$

Mezní štíhlost stojiny

$$\begin{aligned}\lambda_{1,v} &= 90 \cdot \left(0,7 + \frac{0,3}{\alpha^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{235}{f_y}} \\ \lambda_{1,v} &= 90 \cdot \left(0,7 + \frac{0,3}{12,08^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{235}{235}} \\ \lambda_{1,v} &= 63,19\end{aligned}\tag{8.5}$$

Podmínka

$$\lambda_w = 37,325 < \lambda_{1,v} = 63,19\tag{8.6}$$

KOMPAKTNÍ STOJINA

Únosnost stojiny

$$\begin{aligned}V_{pl,Rd} &= \frac{A_w \cdot \frac{f_y}{\sqrt{3}}}{\gamma_{M0}} \\ V_{pl,Rd} &= \frac{d \cdot t_1 \cdot \frac{f_y}{\sqrt{3}}}{\gamma_{M0}} \\ V_{pl,Rd} &= \frac{331 \cdot 8,6 \cdot \frac{235}{\sqrt{3}}}{1,15} \\ V_{pl,Rd} &= 335842,6 \text{ N} > V_{z,Sd} = 45485,7 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.7}$$

VYHOVUJE

Postavení M_{\max}

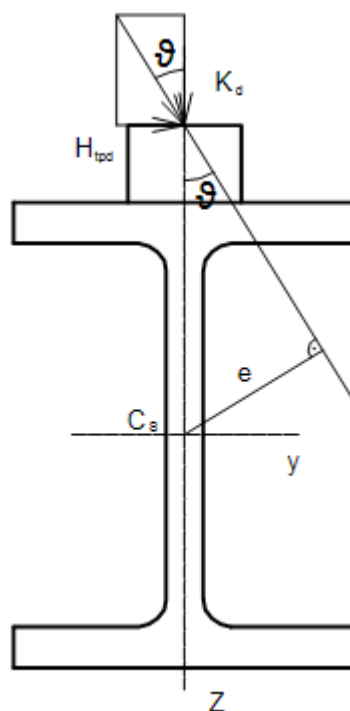
$$\begin{aligned} V_{z,Sd} &= K_d \\ V_{z,Sd} &= 29012,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.8)$$

Kontrola

$$\begin{aligned} \frac{V_{z,Sd}}{V_{pl,Rd}} &= \frac{29012,5}{335842,6} \\ \frac{V_{z,Sd}}{V_{pl,Rd}} &= 0,0864 < 0,5 \end{aligned} \quad (8.9)$$

VLIV SMYKU SE ZANEDBÁVÁ

8.3 Namáhání kroucením



Obr. 8.1 Náskres vzniku namáhání kroucením

Součinitele podmínek uložení prutu

$$\alpha = 3,7$$

$$\beta = 1,08$$

[7] str. 113, Příloha F, Tabulka F.1

$$\begin{aligned}\psi_l &= 0,62 \cdot l \cdot \sqrt{\frac{I_t}{I_w}} \\ \psi_l &= 0,62 \cdot 4000 \cdot \sqrt{\frac{510800}{496854700000}} \\ \psi_l &= 2,515\end{aligned}\tag{8.10}$$

Součinitel vlivu tuhosti prutu v prostém a ohybovém kroucení

$$\begin{aligned}\chi &= \frac{1}{\beta + \left(\frac{\alpha}{\psi_l}\right)^2} \\ \chi &= \frac{1}{1,08 + \left(\frac{3,7}{2,515}\right)^2} \\ \chi &= 0,308\end{aligned}\tag{8.11}$$

Návrhový ohybový moment

M_{Htp} je moment od síly od přičení z varianty 1 nebo 2 podle toho ve které je M_{MAX} .

$$\begin{aligned}M_{Sd} &= \sqrt{M_{MAX}^2 + M_{Htp}^2} \\ M_{Sd} &= \sqrt{34161600^2 + 9215063^2} \\ M_{Sd} &= 35382655,4 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{8.12}$$

Návrhová posouvající síla

$$\begin{aligned}V_{Sd} &= \sqrt{K^2 + H_{tpd}^2} \\ V_{Sd} &= \sqrt{29012,5^2 + 9829,4^2} \\ V_{Sd} &= 30632,4 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.13}$$

Úhel sklonu výslednice sil způsobující krut

$$\begin{aligned}tg v &= \frac{H_{tpd}}{K} \\ v &= \cot g \left(\frac{H_{tpd}}{K} \right) \\ v &= \cot g \left(\frac{9829,4}{29012,5} \right) \\ v &= 18,7^\circ\end{aligned}\tag{8.14}$$

Rameno kroucení

$$\begin{aligned}\sin v &= \frac{e}{b_k + \frac{h}{2}} \\ e &= \left(b_k + \frac{h}{2} \right) \cdot \sin v \\ e &= \left(30 + \frac{400}{2} \right) \cdot \sin 18,7^\circ \\ e &= 73,74 \text{ mm}\end{aligned}\tag{8.15}$$

Bimoment

$$\begin{aligned}B_{Sd} &= M_{Sd} \cdot e \cdot (1 - \chi) \\ B_{Sd} &= 35382655,4 \cdot 73,74 \cdot (1 - 0,308) \\ B_{Sd} &= 1805508970 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{8.16}$$

Moment prostého kroucení

$$\begin{aligned}T_{t,Sd} &= V_{Sd} \cdot e \cdot \chi \\ T_{t,Sd} &= 30632,4 \cdot 73,74 \cdot 0,308 \\ T_{t,Sd} &= 695720,6 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{8.17}$$

Moment vázaného kroucení

$$\begin{aligned}T_{w,Sd} &= V_{Sd} \cdot e \cdot (1 - \chi) \\ T_{w,Sd} &= 30632,4 \cdot 73,74 \cdot (1 - 0,308) \\ T_{w,Sd} &= 1563112,6 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{8.18}$$

Hlavní výsečová pořadnice posuzovaného místa průřezu

$$\begin{aligned}w &= \frac{h \cdot b}{4} \\ w &= \frac{400 \cdot 180}{4} \\ w &= 18000 \text{ mm}^2\end{aligned}\tag{8.19}$$

Normálové napětí od kroucení

$$\begin{aligned}\sigma_w &= \frac{B_{Sd}}{I_w} \cdot w \\ \sigma_w &= \frac{1805508970}{496857400000} \cdot 18000 \\ \sigma_w &= 65,4 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.20}$$

Smykové napětí od prostého kroucení ve stojině

$$\begin{aligned}\tau_{ts} &= \frac{T_{t,Sd}}{I_t} \cdot t_1 \\ \tau_{ts} &= \frac{695720,6}{510800} \cdot 8,6 \\ \tau_{ts} &= 11,7 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.21}$$

Smykové napětí od prostého kroucení v pásnici

$$\begin{aligned}\tau_{tp} &= \frac{T_{t,Sd}}{I_t} \cdot t_2 \\ \tau_{tp} &= \frac{695720,6}{510800} \cdot 13,5 \\ \tau_{tp} &= 18,39 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.22}$$

Statický výsečový moment pro posuzované místo

$$\begin{aligned}S_w &= \frac{h \cdot b^2 \cdot t_2}{16} \\ S_w &= \frac{400 \cdot 180^2 \cdot 13,5}{16} \\ S_w &= 10935000 \text{ mm}^4\end{aligned}\tag{8.23}$$

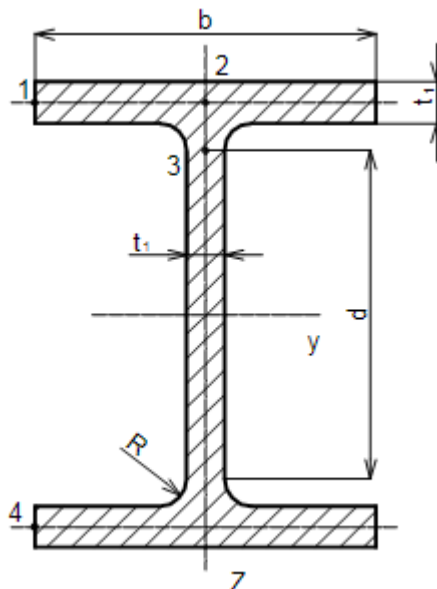
Smykové napětí od vázaného kroucení v pásnici

$$\begin{aligned}\tau_w &= \frac{T_{w,Sd} \cdot S_w}{I_w \cdot t_2} \\ \tau_w &= \frac{1563112,6 \cdot 10935000}{316780100000 \cdot 13,5} \\ \tau_w &= 2,55 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.24}$$

Ve stojině nosníku je napětí od vázaného kroucení rovno nule, protože je zde výsečová souřadnice a její statický moment rovný nule.

8.4 Namáhání ohybem a osovou silou v kombinaci s krutem

Rozhodující je postavení M_{\max} . Pro horní pásnici bude kontrola provedena v místě 1 a pro dolní pásnici v místě 4.



Obr. 8.2 Náčrtek profilu hlavního nosníku a jeho specifických míst

Horní pásnice

Ztráta stability klopením

Pro třídy průřezu 1,2,3

$$\beta_A = 1$$

[7] str. 51

Křivka vzpěrné pevnosti pro y je $\alpha_1 = 0,21$

[7] str. 51, Tabulka 6.8

Křivka vzpěrné pevnosti pro z je $\alpha_1 = 0,34$

[7] str. 51, Tabulka 6.8

Součinitele pro schéma zatížené silou ve všech směrech uchycených kloubově s možnostmi krutu.

$$k_z = 1$$

$$k_w = 1$$

$$\kappa_1 = 0,76$$

$$\kappa_2 = 3,26$$

[7] str. 115, Příloha G, Tabulka G.1

Vzpěrné délky v ohybu

$$\begin{aligned} L_z &= k_z \cdot l \\ L_z &= l \\ L_z &= 4000 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.25)$$

$$\begin{aligned} L_w &= k_w \cdot l \\ L_w &= l \\ L_w &= 4000 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.26)$$

Parametr deplanace

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{2}{h} \cdot \sqrt{\frac{I_w}{I_z}} \\ \delta &= \frac{2}{400} \cdot \sqrt{\frac{496854700000}{13180000}} \\ \delta &= 0,97 \end{aligned} \quad (8.27)$$

Parametr kroucení

$$\begin{aligned} a_t &= 0,62 \cdot \frac{L_z}{h} \cdot \sqrt{\frac{I_t}{I_z}} \\ a_t &= 0,62 \cdot \frac{4000}{400} \cdot \sqrt{\frac{510800}{13180000}} \\ a_t &= 1,22 \end{aligned} \quad (8.28)$$

Parametr tuhosti průřezu při ztrátě stability při ohybu

$$\begin{aligned} d_{zw} &= \delta^2 \cdot \left(\frac{L_z}{L_w} \right)^2 + \frac{4}{\pi^2} \cdot a_t^2 \\ d_{zw} &= 0,97^2 \cdot \left(\frac{4000}{4000} \right)^2 + \frac{4}{\pi^2} \cdot 1,22^2 \\ d_{zw} &= 1,544 \end{aligned} \quad (8.29)$$

Souřadnice působíště příčného zatížení od středu smyku

$$\begin{aligned} e_z &= -\left(\frac{h}{2} + b_k \right) \\ e_z &= -\left(\frac{400}{2} + 30 \right) \\ e_z &= -230 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.30)$$

Součinitel vlivu uložení, zatížení a tuhosti prutu

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{\kappa_1 \cdot \left[\frac{2 \cdot e_z}{h} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot e_z}{h} \right)^2 + \kappa_2 \cdot d_{zw}} \right]}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{0,76 \cdot \left[\frac{2 \cdot (-230)}{400} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot (-230)}{400} \right)^2 + 3,26 \cdot 1,544} \right]}} \quad (8.31)$$

$$\gamma = 0,98$$

Kritická štíhlost

$$\lambda = \gamma \cdot \frac{2 \cdot L_z}{h} \cdot \sqrt{\frac{I_y}{I_z}}$$

$$\lambda = 0,98 \cdot \frac{2 \cdot 4000}{400} \cdot \sqrt{\frac{231300000}{13180000}} \quad (8.32)$$

$$\lambda = 82,1$$

Štíhlost při klopení

$$\lambda_{LT} = \lambda \cdot \sqrt{\frac{W_{pl,y}}{W_{el,y}}}$$

$$\lambda_{LT} = 82,1 \cdot \sqrt{\frac{1308000}{1156000}} \quad (8.33)$$

$$\lambda_{LT} = 87,33$$

Srovnávací štíhlost

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \sqrt{\frac{235}{f_y}} \quad (8.34)$$

$$\lambda_1 = 93,9$$

Pro třídu průřezu 1

$$\beta_w = 1$$

[7] str. 55

Poměrná štíhlost při klopení

$$\begin{aligned}\bar{\lambda}_{LT} &= \frac{\lambda_{LT}}{\lambda_1} \cdot \sqrt{\beta_w} \\ \bar{\lambda}_{LT} &= \frac{87,33}{93,9} \cdot \sqrt{1} \\ \bar{\lambda}_{LT} &= 0,93\end{aligned}\tag{8.35}$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\chi_{LT} = 0,714 \quad [7] \text{ str. 110, Příloha E, Tabulka E.1}$$

Kontrola

$$\begin{aligned}M_{Sd} &= M_{MAX}^{K1} \\ M_{Sd} &= 35019100 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{8.36}$$

$$\begin{aligned}M_{b,Rd} &= \frac{\chi_{LT} \cdot \beta_w \cdot W_{pl,y} \cdot f_y}{\gamma_{M1}} \geq M_{Sd} \\ M_{b,Rd} &= \frac{0,714 \cdot 1 \cdot 1308000 \cdot 235}{1,15} \\ M_{b,Rd} &= 190842887 \text{ N} > M_{Sd} = 35019100 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.37}$$

VYHOVUJE

Ztráta stability vzpěrným vybočením

Štíhlost pro vybočení ohybem kolmo k ose y

$$\begin{aligned}\lambda_y &= l \cdot \sqrt{\frac{A}{I_y}} \\ \lambda_y &= 4000 \cdot \sqrt{\frac{8446}{231300000}} \\ \lambda_y &= 24,17\end{aligned}\tag{8.38}$$

Poměrná štíhlost

$$\begin{aligned}\overline{\lambda}_y &= \frac{\lambda_y}{\lambda_1} \cdot \beta_A \\ \overline{\lambda}_y &= \frac{24,17}{93,9} \cdot 1 \\ \overline{\lambda}_y &= 0,257\end{aligned}\tag{8.39}$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\chi_y = 0,988 \quad [7] \text{ str. 110, Příloha E, Tabulka E.1}$$

Štíhlost pro vybočení ohybem kolmo k ose z

$$\begin{aligned}\lambda_z &= l \cdot \sqrt{\frac{A}{I_z}} \\ \lambda_z &= 4000 \cdot \sqrt{\frac{8446}{13180000}} \\ \lambda_z &= 101,26\end{aligned}\tag{8.40}$$

Poměrná štíhlost

$$\begin{aligned}\overline{\lambda}_z &= \frac{\lambda_z}{\lambda_1} \cdot \beta_A \\ \overline{\lambda}_z &= \frac{101,26}{93,9} \cdot 1 \\ \overline{\lambda}_z &= 1,078\end{aligned}\tag{8.41}$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\chi_z = 0,548 \quad [7] \text{ str. 110, Příloha E, Tabulka E.1}$$

Kombinace namáhání K1

$$N_{sd} = N^{K1}$$

$$N_{sd} = 3191,4 \text{ N} \quad (8.42)$$

$$M_{y, sd} = M_y^{K1}$$

$$M_{y, sd} = 35019100 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8.43)$$

$$M_{z, sd} = 0 \quad (8.44)$$

Součinitel ekvivalentního konstantního ohybového momentu při vybočení ohybem

$$\beta_{My} = 1,4 \quad [7] \text{ str.58}$$

$$\beta_{Mz} = 1,4 \quad [7] \text{ str.58}$$

$$\beta_{M,LT} = 1,4 \quad [7] \text{ str.58}$$

Součinitelé

$$\mu_{LT} = 0,15 \cdot \overline{\lambda_z} \cdot \beta_{M,LT} - 0,15 \leq 0,9$$

$$\mu_{LT} = 0,15 \cdot 1,078 \cdot 1,4 - 0,15 \quad (8.45)$$

$$\mu_{LT} = 0,076$$

$$k_{LT} = 1 - \frac{\mu_{LT} \cdot N_{sd}}{\chi_z \cdot A \cdot f_y} \leq 1$$

$$k_{LT} = 1 - \frac{0,076 \cdot 3191,4}{0,548 \cdot 8446 \cdot 235} \quad (8.46)$$

$$k_{LT} = 0,9998 < 1$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\chi_{LT} = 0,714$$

viz. výpočet ztráty stability klopením

Součinitelé

$$\mu_z = \overline{\lambda_z} \cdot (2 \cdot \beta_{Mz} - 4) \leq 0,9$$

$$\mu_z = 1,078 \cdot (2 \cdot 1,4 - 4) \quad (8.47)$$

$$\mu_z = -1,29 < 0,9$$

$$k_z = 1 - \frac{\mu_z \cdot N_{Sd}}{\chi_z \cdot A \cdot f_y}$$

$$k_z = 1 - \frac{-1,29 \cdot 3191,4}{0,548 \cdot 8446 \cdot 235} \quad (8.48)$$

$$k_z = 1,0038$$

Napětí od podélné síly

$$\sigma_{N,Sd} = \frac{N_{Sd}}{\chi_z \cdot A}$$

$$\sigma_{N,Sd} = \frac{3191,4}{0,548 \cdot 8446} \quad (8.49)$$

$$\sigma_{N,Sd} = 0,69 \text{ MPa}$$

Napětí od ohybového momentu v rovině x-z

$$\sigma_{My,Sd} = \frac{k_{LT} \cdot M_{y,Sd}}{\chi_{LT} \cdot W_{el,y}}$$

$$\sigma_{My,Sd} = \frac{0,9998 \cdot 35019100}{0,714 \cdot 1156000} \quad (8.50)$$

$$\sigma_{My,Sd} = 42,4 \text{ MPa}$$

Napětí od ohybového momentu v rovině y-z

$$\sigma_{Mz,Sd} = \frac{k_z \cdot M_{z,Sd}}{W_{el,z}} \quad (8.51)$$

$$\sigma_{Mz,Sd} = 0 \text{ MPa}$$

Redukované napětí a celková kontrola

$$\sigma_{DOV} = \frac{f_y}{\gamma_{M1}}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{235}{1,15} \quad (8.52)$$

$$\sigma_{DOV} = 204,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_{N,Sd} + \sigma_{My,Sd} + \sigma_{Mz,Sd}$$

$$\sigma_{red} = 0,69 + 42,4 + 0 \quad (8.53)$$

$$\sigma_{red} = 43,09 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

Kombinace namáhání K2

$$N_{sd} = 0 \quad (8.54)$$

$$\begin{aligned} M_{y,Sd} &= M_y^{K2} \\ M_{y,Sd} &= 34161600 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (8.55)$$

$$\begin{aligned} M_{z,Sd} &= M_z^{K2} \\ M_{z,Sd} &= 9215063 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (8.56)$$

Napětí od podélné síly

$$\begin{aligned} \sigma_{N,Sd} &= \frac{N_{sd}}{\chi_z \cdot A} \\ \sigma_{N,Sd} &= 0 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.57)$$

Napětí od ohybového momentu v rovině x-z

$$\begin{aligned} \sigma_{My,Sd} &= \frac{k_{LT} \cdot M_{y,Sd}}{\chi_{LT} \cdot W_{el,y}} \\ \sigma_{My,Sd} &= \frac{0,9998 \cdot 34161600}{0,714 \cdot 1156000} \\ \sigma_{My,Sd} &= 41,38 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.58)$$

Napětí od ohybového momentu v rovině y-z

$$\begin{aligned} k_z &= 1 - 0 \\ k_z &= 1 \end{aligned} \quad (8.59)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Mz,Sd} &= \frac{k_z \cdot M_{z,Sd}}{W_{el,z}} \\ \sigma_{Mz,Sd} &= \frac{1 \cdot 9215063}{146400} \\ \sigma_{Mz,Sd} &= 62,94 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.60)$$

Redukované napětí a celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_{N,Sd} + \sigma_{My,Sd} + \sigma_{Mz,Sd} + \sigma_w)^2 + 3 \cdot \tau_{tp}^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{(0 + 41,38 + 62,94 + 65,4)^2 + 3 \cdot 18,39^2} \\ \sigma_{red} &= 172,68 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.61)$$

VYHOVUJE

Dolní pásnice

Kombinace namáhání K1

$$\begin{aligned}N_{Sd} &= N^{K1} \\ N_{Sd} &= 3191,4 \text{ N}\end{aligned}\quad (8.62)$$

$$\begin{aligned}M_{y,Sd} &= M_y^{K1} \\ M_{y,Sd} &= 35019100 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\quad (8.63)$$

$$M_{z,Sd} = 0 \quad (8.64)$$

Napětí od podélné brzdné síly

$$\begin{aligned}\sigma_{N,Sd} &= \frac{N_{Sd}}{A} \\ \sigma_{N,Sd} &= \frac{3191,4}{8446} \\ \sigma_{N,Sd} &= 0,378 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.65)$$

Napětí od ohybového momentu v rovině x-z

$$\begin{aligned}\sigma_{My,Sd} &= \frac{M_{y,Sd}}{W_{el,y}} \\ \sigma_{My,Sd} &= \frac{35019100}{1156000} \\ \sigma_{My,Sd} &= 30,29 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.66)$$

Napětí od ohybového momentu v rovině y-z

$$\sigma_{Mz,Sd} = \frac{M_{z,Sd}}{W_{el,z}} \quad (8.67)$$

$$\sigma_{Mz,Sd} = 0 \text{ MPa}$$

Redukované napětí a celková kontrola

$$\sigma_{red} = \sigma_{N,Sd} + \sigma_{My,Sd} + \sigma_{Mz,Sd}$$

$$\sigma_{red} = 0,378 + 30,29 + 0 \quad (8.68)$$

$$\sigma_{red} = 30,67 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}$$

VYHOVUJE

Kombinace namáhání K2

$$N_{Sd} = 0 \quad (8.69)$$

$$M_{y,Sd} = M_y^{K2}$$

$$M_{y,Sd} = 34161600 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8.70)$$

$$M_{z,Sd} = M_z^{K2}$$

$$M_{z,Sd} = 9215063 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (8.71)$$

Napětí od podélné síly

$$\sigma_{N,Sd} = \frac{N_{Sd}}{A}$$

$$\sigma_{N,Sd} = 0 \text{ MPa} \quad (8.72)$$

Napětí od ohybového momentu v rovině x-z

$$\sigma_{My,Sd} = \frac{M_{y,Sd}}{W_{el,y}} + \sigma_w$$

$$\sigma_{My,Sd} = \frac{34161600}{1156000} \quad (8.73)$$

$$\sigma_{My,Sd} = 29,55 \text{ MPa}$$

Napětí od ohybového momentu v rovině y-z

$$\begin{aligned}\sigma_{Mz,Sd} &= \frac{M_{z,Sd}}{W_{el,z}} \\ \sigma_{Mz,Sd} &= \frac{9215063}{146400} \\ \sigma_{Mz,Sd} &= 62,94 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.74}$$

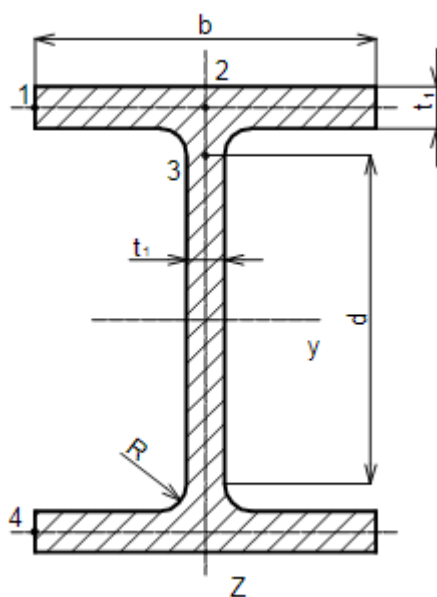
Redukované napětí a celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_{N,Sd} + \sigma_{My,Sd} + \sigma_{Mz,Sd} + \sigma_w)^2 + 3 \cdot \tau_{tp}^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{(0 + 29,55 + 62,94 + 65,4)^2 + 3 \cdot 18,39^2} \\ \sigma_{red} &= 161 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.75}$$

VYHOVUJE

8.5 Příčné namáhání

Pro stojinu bude počítáno místo 3, kde je největší namáhání.



Obr. 8.3 Náčrtek profilu hlavního nosníku a jeho specifických míst

Lokální únosnost stojiny v tlaku

Kolejnice je přivařena střídavým přerušovaným svarem. Při výpočtu bude uvažováno, že kolejnice není součástí namáhaného průřezu.

$$F_{Sd} \leq R_{R,Rd}\tag{8.76}$$

Návrhové příčné zatížení

$$\begin{aligned}F_{Sd} &= K_d \\F_{Sd} &= 29012,5 \text{ N}\end{aligned}\tag{8.77}$$

Moment setrvačnosti horní pásnice

$$\begin{aligned}I_f &= \frac{1}{12} \cdot b \cdot t_2^3 \\I_f &= \frac{1}{12} \cdot 180 \cdot 13,5^3 \\I_f &= 36905,6 \text{ mm}^4\end{aligned}\tag{8.78}$$

Moment setrvačnosti kolejnice

$$\begin{aligned}I_R &= \frac{1}{12} a_k \cdot b_k^3 \\I_R &= \frac{1}{12} \cdot 40 \cdot 30^3 \\I_R &= 90000 \text{ mm}^4\end{aligned}\tag{8.79}$$

Normálové napětí

Kombinace namáhání K1

$$\begin{aligned}\sigma_{f,Ed,1} &= \frac{M_{y,Sd}}{W_y} + \frac{N_{Sd}}{A} \\ \sigma_{f,Ed,1} &= \frac{35019100}{1156000} + \frac{3191,4}{8446} \\ \sigma_{f,Ed,1} &= 30,67 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.80}$$

Kombinace namáhání K2

$$\begin{aligned}\sigma_{f,Ed,1} &= \frac{M_{y,Sd}}{W_y} + \frac{M_{z,Sd}}{W_z} \\ \sigma_{f,Ed,1} &= \frac{34161600}{1156000} + \frac{9215063}{146400} \\ \sigma_{f,Ed,1} &= 92,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{8.81}$$

Do dalšího vzorce se dosadí ta vyšší hodnota.

$$\begin{aligned}
 s_y &= k_R \cdot \sqrt[3]{\frac{(I_f + I_R)}{t_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{f,Ed} \cdot \gamma_{M0}}{f_y} \right)^2} \\
 s_y &= 3,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{(36905,6 + 90000)}{8,6}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{92,5 \cdot 1,15}{235} \right)^2} \\
 s_y &= 71,1 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{8.82}$$

Návrhová lokální únosnost stojiny v tlaku

$$\begin{aligned}
 R_{y,Sd} &= s_y \cdot t_1 \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M0}} \\
 R_{y,Sd} &= 71,1 \cdot 8,6 \cdot \frac{235}{1,15} \\
 R_{y,Sd} &= 124950,5 \text{ N} > F_{Sd} = 29012,5 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{8.83}$$

VYHOVUJE

Lokální únosnost při borcení stojiny

$$F_{Sd} \leq R_{s,Rd} \tag{8.84}$$

Roznášecí délka

$$\begin{aligned}
 s_s &= 2 \cdot b_k \\
 s_s &= 2 \cdot 30 \\
 s_s &= 60 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{8.85}$$

Návrhová únosnost stojiny při lokálním borcení stojiny

$$\begin{aligned}
 R_{s,Rd} &= \frac{10 \cdot f_y \cdot t_1^2 \cdot \left(1 + 0,004 \cdot \frac{s_s}{t_1} \right) \cdot \left(\frac{I_f}{t_1^4} \cdot \sqrt{\frac{f_y}{235}} \right)^{0,132}}{\gamma_{M1}} \\
 R_{s,Rd} &= \frac{10 \cdot 235 \cdot 8,6^2 \cdot \left(1 + 0,004 \cdot \frac{60}{8,6} \right) \cdot \left(\frac{36905,6}{8,6^4} \cdot \sqrt{\frac{235}{235}} \right)^{0,132}}{1,15} \\
 R_{s,Rd} &= 199876,5 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{8.86}$$

Kde

$$\sigma_w = \frac{M_{y,Sd}}{\frac{I_y}{\frac{d}{2}}}$$

$$\sigma_w = \frac{35019100}{\frac{231300000}{\frac{331}{2}}}$$

$$\sigma_w = 25 \text{ MPa}$$
(8.87)

Kontrola

$$F_{Sd} \leq R_{s,Rd} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_w \cdot \gamma_{M0}}{f_y} \right)^2}$$

$$F_{Sd} \leq 199876,5 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{25 \cdot 1,15}{235} \right)^2}$$

$$F_{Sd} = 29012,5 \leq 198375 \text{ N}$$
(8.88)

VYHOVUJE

Lokální stabilita stojiny

$$F_{Sd} \leq R_{b,Rd}$$
(8.89)

Šířka efektivního prutu

$$b_{eff} = \sqrt{h^2 + s_s^2}$$

$$b_{eff} = \sqrt{400^2 + 60^2}$$

$$b_{eff} = 404,47 \text{ mm}$$
(8.90)

Průřezové charakteristiky fiktivního prutu

$$A_f = b_{eff} \cdot t_1$$

$$A_f = 404,47 \cdot 8,6$$

$$A_f = 3478,4 \text{ mm}^2$$
(8.91)

$$\begin{aligned}
I_{yf} &= \frac{1}{12} \cdot A_f \cdot t_1^3 \\
I_{yf} &= \frac{1}{12} \cdot 3478,4 \cdot 8,6^3 \\
I_{yf} &= 184371,4 \text{ mm}^4
\end{aligned} \tag{8.92}$$

Štíhlost fiktivního prutu

$$\begin{aligned}
L_{cr} &= 0,75 \cdot d \\
L_{cr} &= 0,75 \cdot 331 \\
L_{cr} &= 248,25
\end{aligned} \tag{8.93}$$

$$\begin{aligned}
\lambda_f &= L_{cr} \cdot \sqrt{\frac{A_f}{I_{yf}}} \\
\lambda_f &= 248,25 \cdot \sqrt{\frac{3478,4}{184371,4}} \\
\lambda_f &= 34
\end{aligned} \tag{8.94}$$

Poměrná štíhlost fiktivního prutu

$$\begin{aligned}
\overline{\lambda}_f &= \frac{\lambda_f}{\lambda_1} \cdot \sqrt{\beta_A} \\
\overline{\lambda}_f &= \frac{34}{93,9} \cdot \sqrt{1} \\
\overline{\lambda}_f &= 0,362
\end{aligned} \tag{8.95}$$

Součinitel vzpěrnosti

$$\chi = 0,963 \quad [7] \text{ str. 110, Příloha E, Tabulka E.1}$$

Únosnost fiktivního prutu

$$\begin{aligned}
R_{b,Rd} &= \chi \cdot \beta_A \cdot A_f \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \\
R_{b,Rd} &= 0,963 \cdot 1 \cdot 3478,4 \cdot \frac{235}{1,15} \\
R_{b,Rd} &= 684503,75 \text{ N} > F_{Sd} = 29012,5 \text{ N}
\end{aligned} \tag{8.96}$$

VYHOVUJE

Rovinné namáhání ve stojně nosníku

Postavení M_{\max}

$$\begin{aligned} V_{Sd} &= K_d \\ V_{Sd} &= 29012,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (8.97)$$

Návrhové podélné normálové napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{x,Ed} &= \frac{M_{y,Sd}}{W_y} + \frac{N_{Sd}}{A} \\ \sigma_{x,Ed} &= \frac{35019100}{1156000} + \frac{3191,4}{8446} \\ \sigma_{x,Ed} &= 30,67 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.98)$$

Návrhové příčné normálové napětí

$$\begin{aligned} \sigma_{z,Ed} &= \frac{V_{Sd}}{(s_s + s_y) \cdot t_1} \\ \sigma_{z,Ed} &= \frac{29012,5}{(60 + 71,1) \cdot 8,6} \\ \sigma_{z,Ed} &= 25,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.99)$$

Návrhové smykové napětí

$$\begin{aligned} \tau_{Ed} &= \frac{V_{Sd} \cdot S_y}{I_y \cdot t_1} + \tau_t \\ \tau_{Ed} &= \frac{V_{Sd} \cdot b \cdot t_2 \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{t_2}{2} \right)}{I_y \cdot t_1} + \tau_{ts} \\ \tau_{Ed} &= \frac{29012,5 \cdot 180 \cdot 13,5 \cdot \left(\frac{400}{2} - \frac{13,5}{2} \right)}{231300000 \cdot 8,6} + 11,7 \\ \tau_{Ed} &= 18,55 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (8.100)$$

Redukované napětí a celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{(\sigma_{x,Ed} + \sigma_{z,Ed})^2 - \sigma_{x,Ed} \cdot \sigma_{z,Ed} + 3 \cdot \tau_{Ed}^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{(30,67 + 25,7)^2 - 30,67 \cdot 25,7 + 3 \cdot 18,55^2} \\ \sigma_{red} &= 58,5 \text{ MPa} < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.101)$$

VYHOVUJE

Postavení A_{\max}

$$\begin{aligned}V_{Sd} &= V_z^{K1} \\ V_{Sd} &= 45485,7 \text{ N}\end{aligned}\quad (8.102)$$

Návrhové příčné normálové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{z,Ed} &= \frac{V_{Sd}}{(s_s + s_y) \cdot t_1} \\ \sigma_{z,Ed} &= \frac{45485,7}{(60 + 71,1) \cdot 8,6} \\ \sigma_{z,Ed} &= 40,3 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.103)$$

Návrhové smykové napětí

$$\begin{aligned}\tau_{Ed} &= \frac{V_{Sd} \cdot S_y}{I_y \cdot t_1} + \tau_t \\ \tau_{Ed} &= \frac{V_{Sd} \cdot b \cdot t_2 \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{t_2}{2}\right)}{I_y \cdot t_1} + \tau_{ts} \\ \tau_{Ed} &= \frac{45485,7 \cdot 180 \cdot 13,5 \cdot \left(\frac{400}{2} - \frac{13,5}{2}\right)}{231300000 \cdot 8,6} + 11,7 \\ \tau_{Ed} &= 22,4 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.104)$$

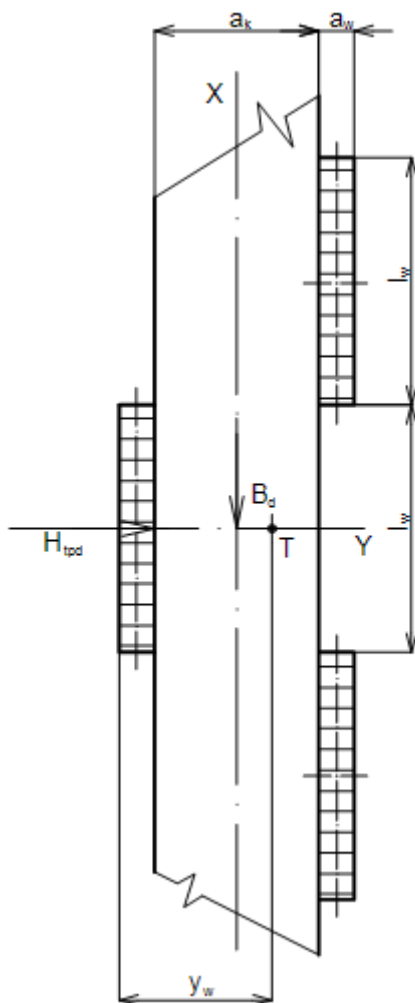
Redukované napětí a celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_{z,Ed}^2 + 3 \cdot \tau_{Ed}^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{40,3^2 + 3 \cdot 22,4^2} \\ \sigma_{red} &= 55,9 < \sigma_{DOV} = 204,35 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (8.105)$$

VYHOVUJE

9 Kontrola svarového spojení kolejnice s hlavním nosníkem

Kontrola se provede v místě s maximální posouvající silou. Kolejnice je přivařena koutovým střídavě přerušovaným swarem po celé délce kolejnice. Výpočet bude proveden pro tří svarové housenky dle obr. 9.1.



Obr. 9.1 Náskres rozmístění svarů

Zvolený svar

Účinná výška svaru

$$a_w = 3 \text{ mm}$$

Účinná délka svaru

$$l_w = 40 \text{ mm}$$

Součinitel klerace

$$\beta_w = 0,8$$

[7] str. 76, Tabulka 7.7

Dílčí součinitel spolehlivosti svarového spoje

$$\gamma_{Mw} = 1,5$$

[7] str. 75

Mez kluzu svaru stejná jako mez kluzu spojovaných součástí

$$f_u = 253 \text{ MPa}$$

Převodní součinitele svaru

$$k_3 = 0,75$$

$$k_4 = 0,65$$

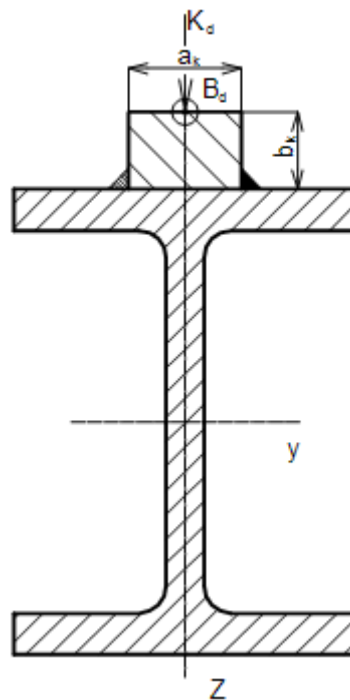
[1] str. 75

Bezpečnost zahrnující dynamické účinky - volím

$$k = 2$$

[5] str. 10

Kombinace namáhání K1



Obr. 9.2 Náskres působení podélné brzdné síly na svary

Posouvající síla

$$\begin{aligned} V_{z,Sd} &= V_z^{K1} \\ V_{z,Sd} &= 45485,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (9.1)$$

Podélná brzdná síla

$$B_d = 3191,4 \text{ N} \quad (9.2)$$

Smyková síla na jednotku délky

$$\begin{aligned} V_{//} &= \frac{V_{z,Sd} \cdot S_y}{I_y} \\ V_{//} &= \frac{V_{z,Sd} \cdot a_k \cdot b_k \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{b_k}{2} \right)}{I_y} \\ V_{//} &= \frac{45485,7 \cdot 40 \cdot 30 \cdot \left(\frac{400}{2} + \frac{30}{2} \right)}{231300000} \\ V_{//} &= 50,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned} \quad (9.3)$$

Smykové napětí od maximální posouvající síly

$$\begin{aligned} \tau_{//}^1 &= \frac{V_{//}}{a_w \cdot 1,0} \\ \tau_{//}^1 &= \frac{50,7}{3 \cdot 1,0} \\ \tau_{//}^1 &= 16,9 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (9.4)$$

Moment setrvačnosti složené plochy

$$\begin{aligned} I_{yw} &= \frac{1}{12} \cdot a_w \cdot l_w^3 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot a_w \cdot l_w^3 + a_w \cdot l_w \cdot l_w^2 \right) \\ I_{yw} &= \frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 40^3 + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 40^3 + 3 \cdot 40 \cdot 40^2 \right) \\ I_{yw} &= 432000 \text{ mm}^4 \end{aligned} \quad (9.5)$$

Ohyb od podélné brzdné síly

$$\begin{aligned}\tau_{\perp}^2 &= \frac{B_d \cdot b_k}{\frac{I_{yw}}{1,5 \cdot l_w}} \\ \tau_{\perp}^2 &= \frac{3191,4 \cdot 30}{\frac{432000}{1,5 \cdot 40}} \\ \tau_{\perp}^2 &= 13,3 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{9.6}$$

Smykové napětí od podélné brzdné síly

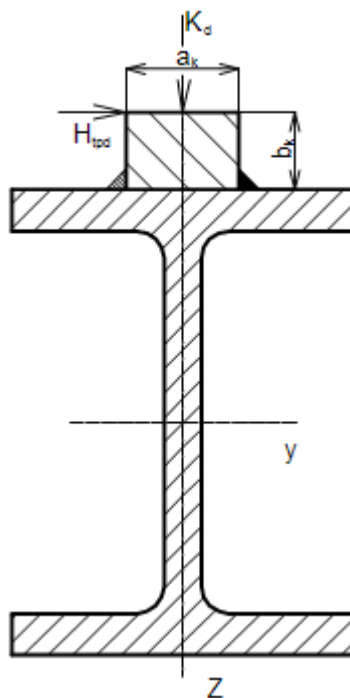
$$\begin{aligned}\tau_{//}^3 &= \frac{B_d}{3 \cdot a_w \cdot l_w} \\ \tau_{//}^3 &= \frac{3191,4}{3 \cdot 3 \cdot 40} \\ \tau_{//}^3 &= 8,87 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{9.7}$$

Dovolené napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{DOVsv} &= \frac{f_u}{\beta_w \cdot \gamma_{Mw} \cdot k} \\ \sigma_{DOVsv} &= \frac{235}{0,8 \cdot 1,5 \cdot 2} \\ \sigma_{DOVsv} &= 97,9 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{9.8}$$

Celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^2}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}^1 + \tau_{//}^3}{k_4}\right)^2} \leq \sigma_{DOVsv} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{13,3}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{16,9 + 8,87}{0,65}\right)^2} \\ \sigma_{red} &= 43,43 \text{ MPa} < \sigma_{DOVsv}\end{aligned}\tag{9.9}$$

Kombinace namáhání K2

Obr. 9.3 Nákres působení síly od příčiení na svary

Posouvající síla

$$V_{z,Sd} = V_z^{K2}$$

$$V_{z,Sd} = 45142,7 \text{ N} \quad (9.10)$$

Síla od příčiení

$$H_{tpd} = 9829,4 \text{ N} \quad (9.11)$$

Smyková síla na jednotku délky

$$V_{//} = \frac{V_{z,Sd} \cdot S_y}{I_y}$$

$$V_{//} = \frac{V_{z,Sd} \cdot a_k \cdot b_k \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{b_k}{2} \right)}{I_y} \quad (9.12)$$

$$V_{//} = \frac{45142,7 \cdot 40 \cdot 30 \cdot \left(\frac{400}{2} + \frac{30}{2} \right)}{231300000}$$

$$V_{//} = 50,35 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Smykové napětí od maximální posouvající síly

$$\begin{aligned}\tau_{//}^1 &= \frac{V_{//}}{a_w \cdot 1,0} \\ \tau_{//}^1 &= \frac{50,35}{3 \cdot 1,0} \\ \tau_{//}^1 &= 16,78 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{9.13}$$

Poloha těžiště

$$\begin{aligned}y_w &= \frac{a_w \cdot l_w \cdot \frac{a_w}{2} + (a_w \cdot l_w \cdot (a_k + 1,5 \cdot a_w))}{3 \cdot a_w \cdot l_w} \\ y_w &= \frac{\frac{a_w}{2} + 2 \cdot (a_k + 1,5 \cdot a_w)}{3} \\ y_w &= \frac{\frac{3}{2} + 2 \cdot (40 + 1,5 \cdot 3)}{3} \\ y_w &= 30,17 \text{ mm}\end{aligned}\tag{9.14}$$

Moment setrvačnosti složené plochy

$$\begin{aligned}I_{xw} &= \frac{1}{12} \cdot a_w^3 \cdot l_w + a_w \cdot l_w \cdot \left(y_w - \frac{a_w}{2}\right)^2 + \\ &\quad + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot a_w^3 \cdot l_w + a_w \cdot l_w \cdot \left(a_k - (y_w - a_w) + \frac{a_w}{2}\right)^2\right) \\ I_{xw} &= \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 40 + 3 \cdot 40 \cdot \left(30,17 - \frac{3}{2}\right)^2 + \\ &\quad + 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 40 + 3 \cdot 40 \cdot \left(40 - (30,17 - 3) + \frac{3}{2}\right)^2\right) \\ I_{xw} &= 147299,9 \text{ mm}^4\end{aligned}\tag{9.15}$$

Ohybové napětí od síly od přičení

$$\begin{aligned}\tau_{\perp}^2 &= \frac{H_{tpd} \cdot b_k}{\frac{I_{xw}}{y_w}} \\ \tau_{\perp}^2 &= \frac{9829,4 \cdot 30}{\frac{147299,9}{30,17}} \\ \tau_{\perp}^2 &= 60,4 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{9.16}$$

Celková kontrola

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^2}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^1}{k_4}\right)^2} \leq \\ \sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{60,4}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{16,78}{0,65}\right)^2} \\ \sigma_{red} &= 84,6 \text{ MPa} < \sigma_{DOVsv}\end{aligned}\tag{9.17}$$

VYHOVUJE

10 Kontrola šroubu

Volím šroub M20

Stoupání

$$P_h = 2,5 \text{ mm} \quad [3] \text{ str. 359}$$

Střední průměr závitu

$$d_2 = 18,376 \text{ mm} \quad [3] \text{ str. 359}$$

Malý průměr závitu

$$d_3 = 16,933 \text{ mm} \quad [3] \text{ str. 359}$$

Úhel profilu závitu

$$\alpha = 60^\circ \quad [3] \text{ str. 359}$$

Tření v závitu

$$f_z = 0,2 \quad [1] \text{ str. 19}$$

Tření pod maticí

$$f_M = 0,2 \quad [1] \text{ str. 19}$$

Velikost klíče

$$S_k = 30 \text{ mm} \quad [3] \text{ str. 409}$$

Velikost díry pro šroub

$$D_d = 22 \text{ mm} \quad [3] \text{ str. 395}$$

Pevnostní třída šroubu - volím

$$5.6 \quad [1] \text{ str. 14}$$

Mez kluzu šroubu

$$f_{ub} = 300 \text{ MPa}$$

[7] str. 18, Tabulka 4.6

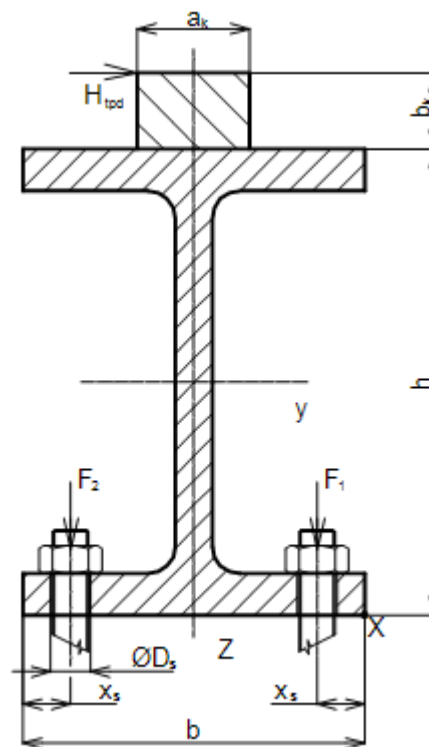
Bezpečnost zahrnující dynamické účinky- volím

$$k = 2$$

[5] str. 10

Vzdálenost středu otvoru pro šroub - volím

$$x_s = 40 \text{ mm}$$



Obr. 10.1 Náskres působení síly od přičení na šrouby

Výpočet zatěžující síly ve šroubu

$$\frac{x_s}{(b - x_s)} = \frac{F_1}{F_2} \quad (10.1)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{x_s}{(b - x_s)}$$

Dosazení

$$\begin{aligned}
 \sum M_x &= 0 \\
 H_{tpd} \cdot (b_k + h) - F_1 \cdot x_s - F_2 \cdot (b - x_s) &= 0 \\
 H_{tpd} \cdot (b_k + h) - F_2 \cdot \frac{x_s^2}{b - x_s} - F_2 \cdot (b - x_s) &= 0 \\
 F_2 \cdot \left(\frac{x_s^2}{b - x_s} + (b - x_s) \right) &= H_{tpd} \cdot (b_k + h) \\
 F_2 &= \frac{H_{tpd} \cdot (b_k + h)}{\left(\frac{x_s^2}{b - x_s} + (b - x_s) \right)} \\
 F_2 &= \frac{9829,4 \cdot (30 + 400)}{\left(\frac{40^2}{180 - 40} + (180 - 40) \right)} \\
 F_2 &= 27911,8 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{10.2}$$

M_U – utahovací moment šroubu – odhaduji

$$M_U = 20000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet úhlu stoupání závitu

$$\begin{aligned}
 \gamma &= \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \\
 \gamma &= \arctg \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} \\
 \gamma &= 2,48^\circ
 \end{aligned} \tag{10.3}$$

Výpočet úhlu tření v závitové drážce

$$\begin{aligned}
 \phi' &= \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \\
 \phi' &= \arctg \frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}} \\
 \phi' &= 13^\circ
 \end{aligned} \tag{10.4}$$

Osová síla ve šroubu od utahovacího momentu

$$\begin{aligned}
 M_U &= M_{TZ} + M_{TM} \\
 M_U &= F_O \cdot f_M \cdot \frac{D_{tr} + d_3}{4} + F_O \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} \\
 F_O &= \frac{M_U}{f_M \cdot \frac{S_k + D_d}{4} + \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}} \\
 F_O &= \frac{20000}{0,2 \cdot \frac{30 + 22}{4} + \operatorname{tg}(2,48 + 13) \cdot \frac{18,376}{2}} \\
 F_O &= 3887,6 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{10.5}$$

Celková síla působící na šroub

$$\begin{aligned}
 F_{S \max} &= F_O + F_2 \\
 F_{S \max} &= 3887,6 + 27911,8 \\
 F_{S \max} &= 31799,4 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{10.6}$$

Plocha jádra šroubu

$$A_s = 245 \text{ mm}^2 \quad [7] \text{ str. 71, Tabulka 7.4}$$

Únosnost v tahu jednoho šroubu

$$\begin{aligned}
 F_{t,Rd} &= \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb} \cdot k} \\
 F_{t,Rd} &= \frac{0,9 \cdot 500 \cdot 245}{1,45 \cdot 2} \\
 F_{t,Rd} &= 38017,2 \text{ N} > F_{S \max} = 31799,4 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{10.7}$$

VYHOVUJE

11 Závěr

Výsledkem této práce je úspěšná kontrola zvoleného hlavního nosníku jeřábové dráhy. Dále pak kontrola přivaření kolejnice k hlavnímu nosníku a kontrola šroubů, kterými je připevněna jeřábová dráha k ložiskům jeřábové dráhy. Byli spočítány všechny síly působící na jeřábovou dráhu. Největší síla ve vodorovné rovině byla síla od přičení, která byla zahrnována do výpočtů v kombinaci K2. Dále bylo zjištěno místo maximálního ohybového momentu. Toto místo je při variantě 1 a nachází se pod kolem které je posunuto o jednu čtvrtinu rozvoru kol. Momenty od ostatních sil byly spočítány k tomuto místu. Ve variantě číslo tři byla zjištěna maximální posouvající síla.

Všechny kontroly na stabilitu, dostatečné podepření tlačného pásu stojinou, ztráty stability klopením atd., byly splněny. Největší napětí a hlavní kontrola je ve výpočtu horní pásnice při kombinaci K2 a toto napětí bylo menší než dovolené. Ostatní namáhání byla nižší než hodnota tohoto napětí.

Kontrola svarového spoje, kterým je spojena kolejnice s hlavním nosníkem jeřábové dráhy byla také splněna pro obě kombinace namáhání. Jedná se o střídavě přerušovaný svar po celé délce kolejnice.

Kontrola šroubu byla provedena pro namáhání silou od přičení. Výsledkem je použití šroubů s šestihrannou hlavou a závitem M20 a pevnostní třídy 5.6.

Pevnostní kontrola dolní pásnice, která je ovlivněna šroubovým spojem a otvorem pro šroub, v této práci není po dohodě s firmou KRANTECHNIK s.r.o. zahrnuta.

V příloze je výkres sestavy jeřábu s připojovacími rozměry, sestava jeřábové dráhy a tří kótovaných sestav. Z důvodů smontovatelnosti jeřábové dráhy se jeřábová dráha skládá z dvou koncových členů a čtyř středových členů.

12 Seznam použité literatury

- [1] Kaláb K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
- [2] Lienveber J., Vávra P. *Strojnické tabulky: Druhé doplněné vydání*. Albra, Úvaly, 2005, ISBN 80-7361-011-6
- [3] Vávra J. *Strojnické tabulky: První vydání*. SNTL, Praha 1, 1983, ISBN 04-218-83
- [4] Němček M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Spoje*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava 2002. ISBN 80-248-0050-0
- [5] Boháček F. *Části a mechanismy strojů II Hřídele, tribologie, ložiska*. Skriptum VUT Brno. Brno 1983. ISBN 55-565-83
- [6] Drastík F. a kolektiv *Strojnické tabulky: Pro konstrukci i dílnu*. Monatex, Ostrava, 1999, ISBN 80-85780-95-X
- [7] ČSN 731401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. 1998.
- [8] ČSN 730035. *Zatížení stavebních konstrukcí*. 1987.
- [9] Internetové stránky firmy JIRUTKA [online], [cit. únor 2010]. Dostupné na WWW:<[http:// www.jirkaohnutek.cz](http://www.jirkaohnutek.cz) >
- [10] Internetové stránky firmy JASS [online], [cit. únor 2010]. Dostupné na WWW:<[http:// www.jass.cz](http://www.jass.cz) >
- [11] STAHL CraneSystems GmbH. Daimlerstr. 6, Künzelsau, Germany. *Krananlagen Produktinformation*. 2008. 72s.
- [12] STAHL CraneSystems GmbH. Daimlerstr. 6, Künzelsau, Germany. *Seilzüge Produktinformation*. 2008. 176s.
- [13] STAHL CraneSystems GmbH. Daimlerstr. 6, Künzelsau, Germany. *Kettenzüge Produktinformation*. 2008. 92s.
- [14] Nexis 32 3.60.15 [počítacový program], 1998

13 Seznam příloh

| | | |
|---|---|---------------|
| A | Výkres sestavy mostového jeřábu na A0 | DP-BET018-001 |
| B | Výkres sestavy jeřábové dráhy na A1 | DP-BET018-002 |
| C | Výkres kótované podsestavy koncového členu 1 jeřábové dráhy | DP-BET018-003 |
| D | Výkres kótované podsestavy středového členu jeřábové dráhy | DP-BET018-004 |
| E | Výkres kótované podsestavy koncového členu 2 jeřábové dráhy | DP-BET018-005 |

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. a panu Ing. Vladimíru Cupalovi z firmy KRANTECHNIK s.r.o. za pomoc při řešení úkolu.